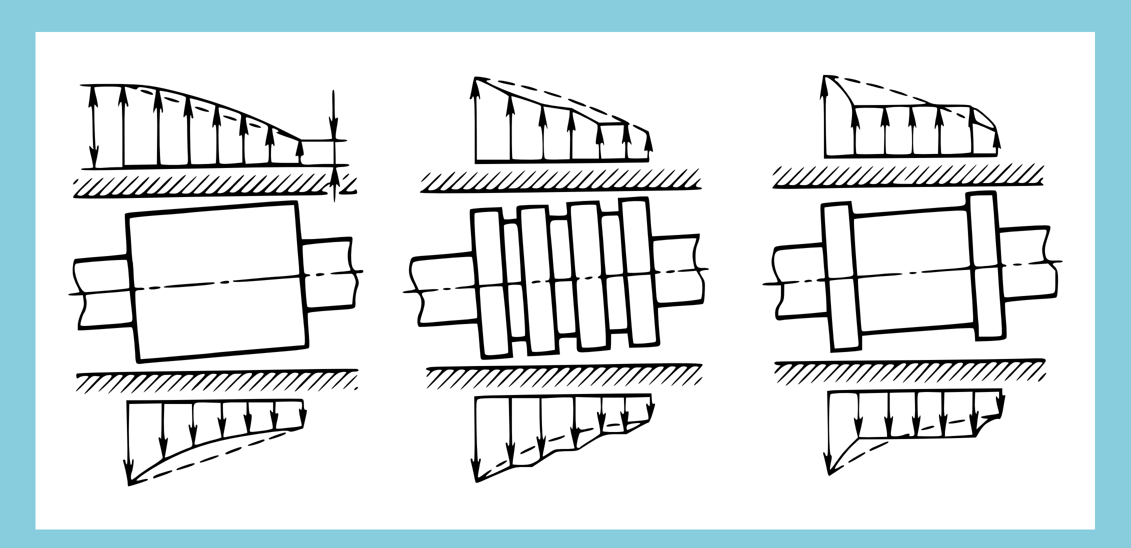
Y. Tchouprakov

COMMANDE HYDRALIQUE ET AUTOMATISMES HYDRAULIQUES



Éditions Mir Moscou

Ю. И. ЧУПРАКОВ

ГИДРОПРИВОД И СРЕДСТВА ГИДРОАВТОМАТИКИ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
МОСКВА

Y. TCHOUPRAKOV

COMMANDE HYDRAULIQUE ET AUTOMATISMES HYDRAULIQUES

ÉDITIONS MIR • MOSCOU



Traduit du russe
par VLADIMIR KOTLIAR

На французском языке

INTRODUCTION

La commande hydraulique est un ensemble d'organes hydrauliques destiné à mettre en mouvement un mécanisme ou une machine au moyen d'un fluide hydraulique fourni sous pression, et constitué par un ou plusieurs récepteurs (organes d'exécution), une source d'énergie du fluide, des appareils de pilotage (de conduite, de commande) et des canalisations.

L'avantage décisif de la commande hydraulique vis-à-vis des autres types de commande (pneumatique, électrique) est son rapport plus élevé du couple moteur maximal (moment) à la masse (moment d'inertie) des éléments mobiles du récepteur et de la charge. Plus ce rapport est grand, plus la réponse du système est rapide. Cependant, cet avantage n'est valable que si la puissance disponible à la sortie est suffisamment élevée. L'expérience montre que, si le système doit avoir une réponse très rapide pour une puissance de sortie de quelques 100 ou 300 W, il y a intérêt à prévoir la commande électrique. Mais dès qu'il s'agit d'une puissance élevée, par exemple de l'ordre de quelques dizaines ou centaines de kilowatts, les avantages de la commande hydraulique sont indéniables.

Un autre avantage important de la commande hydraulique est que son rapport poids-puissance de sortie est beaucoup moins élevé que pour la commande pneumatique ou électrique. Par exemple, dans les moteurs hydrauliques utilisés en aéronautique, ce rapport ne dépasse guère 0,006 N/W. Il faut souligner en outre que le poids d'un système hydraulique est étroitement lié à la valeur de la pression. Dans les systèmes hydrauliques modernes, le poids minimal est assuré quand la pression est comprise entre 25 et 35 MPa. Si la pression est moins élevée, le poids du système augmente à cause des dimensions du récepteur, des tuyauteries et des composants hydrauliques ; si la pression est plus forte, c'est l'épaisseur des parois de tous les organes qui détermine le poids prohibitif.

L'allégement du système est favorisé en outre grâce à la propriété du liquide d'évacuer la chaleur que dégagent les composants à la suite des pertes d'énergie. Cela permet de sous-dimensionner les

appareils hydrauliques et d'avoir une puissance plus grande par unité de volume.

Encore un avantage de la commande hydraulique par rapport aux commandes pneumatique et électrique: elle possède une très grande raideur mécanique vis-à-vis de la charge, qui s'explique par le module d'élasticité volumique nettement élevé du liquide.

Les qualités énumérées confirment que le champ d'application principal de la commande hydraulique est la mise en mouvement des systèmes, mécanismes et machines.

Cela n'empêche que, jusqu'à une époque assez récente, le rôle des appareils hydrauliques se réduisit essentiellement à faire varier ou à maintenir constante la valeur de pression ou de débit d'un fluide hydraulique, ou bien à changer la direction du courant de fluide. Il faut dire que ces fonctions conviennent parfaitement aux clapets de surpression, détendeurs, distributeurs sélecteurs et étrangleurs, clapets de non-retour et de verrouillage, relais hydrauliques temporisés, diviseurs et régulateurs de débit et de pression, ainsi qu'aux composants de la logique fluidique.

Plus récemment, on a vu se développer toute une technique de calcul hydraulique, tant numérique qu'analogique (amplificateurs opérationnels).

Les organes de calcul hydrauliques restent inférieurs aux circuits électriques d'après certains paramètres, tels que la rapidité, les dimensions, le poids. Ils présentent en revanche toute une série de qualités remarquables: ils sont antidéflagrants, insensibles aux champs électromagnétiques, s'accomodent d'une température assez élevée, ne coûtent pas très cher, etc. Grâce à l'emploi de ces organes de calcul, on arrive à éviter l'existence simultanée de différentes énergies au sein d'un même système (p. ex. le courant électrique et le fluide hydraulique). Dans bien des cas, les organes de calcul hydrauliques s'avèrent supérieurs à leurs homologues électriques, surtout lorsque le milieu présente de fortes vibrations et des chocs brutaux.

La commande hydraulique est largement implantée dans toutes les branches de l'économie nationale. Les commandes et les automatismes hydrauliques apportent souvent une solution heureuse aux problèmes de mécanisation et d'automatisation des processus industriels pénibles.

Le domaine d'application privilégié de la commande hydraulique reste le pilotage des avions et des missiles. Les facteurs qui déterminent son utilisation dans ce domaine sont la rapidité de réponse, les dimensions réduites, le poids faible et la grande puissance de sortie. La commande hydraulique se voit confier les fonctions les plus variées, telles que: la commande des ailerons, le changement du pas de l'hélice, l'ouverture et la fermeture des prises d'air, l'asservissement en position des radars de poursuite et de guidage, la stabilisation de la fréquence de rotation des génératrices électriques, ainsi que d'autres opérations nécessaires pour la mécanisation et l'automatisation des aéronefs.

A bord des engins agricoles, on trouve aujourd'hui beaucoup de dispositifs hydrauliques, que ce soit pour la conduite du tracteur ou pour la commande manuelle ou automatique des outils portés.

La commande hydraulique équipe actuellement la plupart des machines-transfert et des machines-outils de copiage. L'emploi de la commande hydraulique sur les machines multiples et les chaînes-transfert est déterminé par les facteurs suivants:

— la commande hydraulique assure une haute fiabilité dans les conditions d'un service prolongé en usine;

— elle offre une rapidité de réponse remarquable;

— ses éléments sont faciles à monter et à combiner entre eux;

— les déplacements, les vitesses, les couples, les positions des organes d'exécution se prêtent sans peine à la régulation dans des limites très larges;

— la simplicité des circuits logiques permet de composer les systèmes de commande et de conduite à partir d'un assortiment restreint de composants standard.

La commande hydraulique commence à s'implanter en technique médicale: tables d'opérations, fauteuils et chariots de la chambre du malade, etc., grâce surtout à la facilité de montage et à la marche douce des appareils hydrauliques.

Dans la robotique, cette industrie d'avenir, la commande hydraulique permet d'automatiser intégralement les processus technologiques principaux et auxiliaires en créant des manipulateurs ou robots disposant d'une grande puissance.

L'expérience a montré que l'asservissement hydraulique est le moyen le plus approprié, et souvent unique, pour la régulation automatique des laminoirs à tôle de précision. Ses qualités ressortent très nettement dans les mécanismes de pression et de positionnement des cylindres.

Les qualités de la commande hydraulique qui déterminent son utilisation massive dans les engins de bâtiment et des travaux publics, par exemple les niveleuses automotrices, les scrapers, les chariots élévateurs, les bulldozers, les engins de levage, les rouleaux compacteurs, les distributeurs d'asphalte, sont:

— la simplicité constructive et la facilité de pilotage;

— l'utilisation des composants et blocs normalisés;

— la régulation continue dans une large gamme de valeurs;

— l'absence des contraintes d'implantation à bord de l'engin;

— la protection sûre contre les surcharges;

— un poids et un encombrement relativement réduits;

— la facilité de renversement de marche et de transformation du mouvement.

En outre, la commande hydraulique installée à bord d'un engin de terrassement, par exemple une excavatrice, procure un gain de rendement spectaculaire: les opérations d'aplanissement deviennent possibles sans l'intervention manuelle, toujours préjudiciable au coût des travaux.

Le rôle des automatismes hydrauliques consiste généralement à assurer le fonctionnement automatique d'une installation hydraulique sans faire appel à une énergie d'origine différente, telle que le gaz ou l'électricité ; en effet, chaque conversion d'énergie fait diminuer la fiabilité du système de commande. Il suffit de se rappeler l'histoire de l'automatisation des processus de vulcanisation du caoutchouc. Les premières presses à vulcaniser automatiques étaient dotées d'appareils hydrauliques mais pilotés électriquement! Les circuits de pilotage étaient à l'époque très encombrants et occupaient beaucoup de place dans le local. Les organes d'exécution, les instruments, les appareils s'étaient multipliés outre mesure, la fiabilité devenait précaire, le prix de la maintenance et du dépannage des presses était franchement prohibitif. Aujourd'hui on préfère des presses à commande entièrement hydraulique: elles sont exemptes des défauts indiqués et assurent un bon rendement.

Les automatismes hydrauliques, réalisés sous forme d'appareils appelés régulateurs hydrauliques, se généralisent de plus en plus dans les processus chimiques présentant un risque d'explosion: production d'acide sulfurique, d'ammoniac, d'engrais chimiques, etc. Les régulateurs hydrauliques équipent de plus en plus souvent les turbines et les moteurs à combustion interne des navires pétroliers, des locomotives, des bâteaux fluviaux et maritimes. On les rencontre sur les générateurs de gaz de l'industrie du coke, dans les chaufferies à combustible pulvérulent, dans les installations de désaérage, les détendeurs, les refroidisseurs, ainsi que dans les systèmes de régulation du niveau des chaudières à vapeur.

Au cours des dernières années, un effort important a été entrepris pour adapter la commande hydraulique à la protection active contre les vibrations du poste de travail du conducteur de tracteur ou d'un autre véhicule. En passant de la protection passive à la protection active, on espère faire reculer les maladies professionnelles qui guettent les personnes exposées aux vibrations de fréquence comprise entre 3 et 100 s^{-1}.

CHAPITRE PREMIER

PROPRIÉTÉS SPÉCIALES ET PROBLÈMES DE MÉCANIQUE DES FLUIDES

§ 1. Fluides utilisés dans les systèmes de commande hydraulique et les automatismes hydrauliques

Le fluide hydraulique utilisé dans un système de commande, ainsi que dans les automatismes, peut être constitué par tout liquide newtonien dont les propriétés physiques conviennent aux conditions d'utilisation. Les fluides hydrauliques universels n'existent pas encore.

L'eau est le fluide hydraulique le plus disponible et très bon marché, mais elle présente beaucoup d'inconvénients qui limitent son emploi. En effet, l'eau possède une très faible capacité lubrifiante, attaque les pièces en acier, gèle à une température de 273,15 K et passe à l'ébullition à une température assez basse: 370 K environ (en fonction de la pression).

Ce sont les huiles minérales qui s'emploient le plus dans les systèmes de commande hydraulique et les automatismes hydrauliques, en raison de leur prix modéré, grande disponibilité, bonnes qualités graissantes et une durée de service relativement prolongée à haute pression. Dans les systèmes hydrauliques industriels, on emploie largement l'huile pour transformateurs, l'huile à broches АУ, l'huile industrielle, l'huile pour turbines, l'huile pour cylindres, les huiles des marques ВМГЗ, МГ-30, ГМ-50Н, etc. Il y a des huiles qui ne peuvent être employées que dans une gamme de températures assez restreinte: c'est ainsi que, sur les machines agricoles, on utilise en été de l'huile ДП-11, et en hiver, de l'huile ДП-8 dopée. D'autres huiles, qui sont relativement chères, conviennent à des températures plus variées, y compris aux basses températures: c'est le cas des huiles АГМ, МВП, ГМ-50И. Le fluide hydraulique АМГ-10 utilisé dans l'aéronautique conserve ses qualités aux températures de 220 à 360 K.

Malgré leur large usage, les huiles minérales présentent des inconvénients qui limitent leur emploi. Le pouvoir lubrifiant d'une huile minérale diminue nettement dès que la température devient élevée; aux basses températures, elle devient excessivement visqueuse. Cette dernière circonstance perturbe souvent le démarrage du système hydraulique à basse température. En outre, l'huile

minérale se décompose à haute température en formant des résidus goudronneux qui viennent colmater les mailles des filtres et se déposer sur les parois intérieures des canalisations et sur les orifices de restriction. La décomposition de l'huile minérale peut être causée non seulement par la haute température mais aussi par l'action de l'oxygène de l'air. La dégradation de l'huile, l'apparition des résidus goudronneux et la formation de films solides risquent de perturber le fonctionnement du système. Il convient de noter par ailleurs que la dégradation de l'huile est parfois provoquée par le contact avec le cuivre et les alliages du cuivre; cette circonstance doit toujours être prise en considération au cours de l'étude du système.

Pour les circuits des commandes et des automatismes hydrauliques fonctionnant à 450 K, on utilise des fluides hydrauliques de synthèse, généralement des liquides polysiloxanes (des silicones) et des liquides organosiliciés, qui présentent une bonne tenue à haute et à basse température. Ces derniers sont chimiquement stables, compatibles avec les métaux, miscibles avec les huiles minérales. Or, leurs qualités graissantes sont insuffisantes, ils dissolvent le plastifiant du caoutchouc synthétique et se décomposent eux-mêmes en présence d'un alliage contenant du cuivre, tel que le laiton.

Un exemple de liquide polysiloxane est donné par le fluide hydraulique d'aviation 7-50C-3. Destiné aux températures s'échelonnant entre 210 et 470 K, il se compose de quantités égales de polysiloxanes et d'ester organique additionnés d'un inhibiteur d'oxydation et d'agent diminuant l'abrasion. Le fluide 7-50C-3 n'attaque pas l'acier au carbone, l'acier résistant à la corrosion, l'aluminium et ses alliages, l'alliage de magnésium oxydé МЛ-5, les bronzes Бр.АЖ-9-4 et Бр.ОС, les brasures ПСР-40, ВБР-2, les alliages Л-62 et БР-Б2. Or, les alliages Л-62 et БР-Б2 modifient les qualités du fluide 7-50C-3, qui devient moins visqueux et plus acide. Cela amène naturellement l'incompatibilité avec de tels alliages. Par contre, le fluide hydraulique 7-50C-3 provoque lui-même la corrosion du cuivre, ainsi que des revêtements contenant du cadmium et des phosphates. Il diminue la dureté et la résistance mécanique et provoque le gonflement des joints d'étanchéité fabriqués en caoutchouc dont le plastifiant est constitué par un ester. Ce fluide n'est compatible qu'avec des caoutchoucs spéciaux, tels que le 5p-25 ou le 5к-42, ainsi qu'avec le téflon.

Ainsi donc, ni les huiles minérales ni les fluides synthétiques ne peuvent être utilisés au-delà de 600 K.On a signalé la possibilité d'employer des silanes et des esters à une température atteignant 700 K, mais ces fluides ne sont pas encore sortis du stade des recherches.

Les meilleures perspectives d'emploi aux températures allant de 260 à 1020 K sont propres aux métaux liquides, par exemple à l'alliage à 77 % de sodium et 23 % de potassium. La densité de cet alliage est comparable avec celle des huiles synthétiques, tandis que

son module d'élasticité volumique est de 5 ou 6 fois plus élevé. Les métaux liquides ne moussent jamais et ne dissolvent pratiquement pas les gaz.

Or, employés en tant que fluides hydrauliques, les métaux liquides offrent des inconvénients notables vis-à-vis des huiles minérales et synthétiques, dont il convient de tenir compte à l'étude des systèmes de commande. Tout d'abord, ils ont de mauvaises qualités graissantes. En outre, les métaux liquides se dégradent en présence d'oxygène. Le système utilisant des métaux liquides doit donc posséder une étanchéité parfaite, car les garnitures, les raccords et les autres composants démontables ne peuvent s'opposer à la diffusion de l'oxygène dans le circuit. Les oxydes se déposent dans les endroits les plus froids et perturbent le fonctionnement des étrangleurs et des clapets. De surcroît, les métaux liquides provoquent la corrosion des éléments métalliques, sièges de contraintes excessives (coudes, raccords filetés); ils peuvent aussi se fondre avec le métal de la canalisation.

Ce sont donc les conditions d'utilisation qui président au choix du fluide hydraulique pour un système donné. En faisant ce choix, on se rappellera que, si le fluide hydraulique risque de détruire les structures, le matériau de la structure peut à son tour entraîner la dégradation du fluide.

§ 2. Caractéristiques des fluides hydrauliques

En choisissant le fluide hydraulique à utiliser, on prend en considération toute une série de facteurs caractérisant ses propriétés. Il y a intérêt à employer le fluide le moins cher et le plus disponible, sans oublier pour autant ses caractéristiques.

Densité. Les fluides hydrauliques utilisés dans les systèmes de commande et les automatismes hydrauliques étant pratiquement homogènes, on entend par densité du fluide sa *masse volumique*, c'est-à-dire le rapport de la masse m au volume V:

$$\rho = \frac{m}{V}, \ \text{kg/m}^3.$$

Pour comparer les caractéristiques de densité des différents fluides hydrauliques, on fait intervenir une grandeur sans dimension: la densité relative $\bar{\rho}$, rapport de la densité du fluide considéré à la densité ρ_0 de l'eau à 289 K:

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}.$$

On recommande d'employer des fluides de faible densité. Les huiles minérales et synthétiques conviennent parfaitement dans ces conditions. Par exemple, la densité de l'huile АМГ-10 est de 850 kg/m^3, celle du fluide hydraulique 7-50C-3 de 935 kg/m^3, et celle du mercure, de 13 600 kg/m^3. La densité du fluide détermine

son inertie et, partant, les pertes de charge dans les canalisations et les étranglements. En faisant circuler dans un même système de l'huile minérale et du mercure, les pertes de charge avec le mercure seront 17 fois supérieures à celles qui ont lieu avec l'huile.

La densité du fluide hydraulique est fonction de la température, de la pression et de la quantité d'air dissous. Or, dans la gamme pratique de variation de ces paramètres, la densité du fluide ne varie que fort peu, ce qui permet de négliger les variations de densité du fluide dans les calculs pratiques.

Pouvoir lubrifiant. On entend par pouvoir lubrifiant la propriété de minimiser le frottement sec. Etant donné que le frottement sec entraîne l'usure des surfaces en contact et en mouvement relatif, les fluides possédant de bonnes qualités lubrifiantes diminuent l'usure des éléments travaillant sous charge. Ces qualités sont particulièrement appréciées au moment de démarrage, lorsque le film d'huile est détruit et les surfaces sont en contact direct entre elles. D'autre part, le fluide présentant un bon pouvoir lubrifiant permet d'éviter l'accrochage des aspérités microscopiques, l'échauffement de celles-ci et la formation de taches de soudure qui en résulte.

Le pouvoir lubrifiant d'un fluide hydraulique est à déterminer pour des couples de frottement concrets. Sa valeur est évaluée en appréciant comparativement les taches d'usure sur la surface des éléments de même géométrie, ou bien en déterminant le changement de la masse des échantillons en fonction de la charge et de la durée de l'essai. Le pouvoir lubrifiant des huiles minérales peut être amélioré, par exemple, en ajoutant des additifs à longue chaîne: composés d'étain, de plomb, de soufre, de phosphore, de chlore...

Viscosité. Cette qualité est une des caractéristiques fondamentales des fluides hydrauliques. Elle caractérise la faculté des couches de liquide de s'opposer au glissement ou au cisaillement. La viscosité est déterminée par le coefficient de viscosité dynamique μ_t ou le coefficient de viscosité cinématique ν, ces deux viscosités étant liées entre elles par la densité ρ:

$$\nu = \frac{\mu_t}{\rho}, \ \mathrm{m^2/s}.$$

La viscosité des huiles minérales et synthétiques dépend considérablement de la température. Elle est d'autant plus élevée que la température est plus basse. Au contraire, la viscosité de l'alliage liquide sodium-potassium est pratiquement indépendante de la température.

La viscosité du fluide hydraulique détermine dans une large mesure les fuites à travers les joints d'étanchéité des distributeurs, des moteurs et des pompes hydrauliques. Les fuites sont d'autant plus importantes que la viscosité est moins grande. La viscosité détermine également la résistance hydraulique offerte au flux de

liquide par les étranglements, les orifices de dosage des distributeurs et les canalisations: plus la viscosité est grande, plus la résistance à l'écoulement est élevée.

La viscosité du fluide affecte son pouvoir lubrifiant: toute diminution de viscosité est généralement nuisible au bon glissement des éléments de l'installation hydraulique. En outre, la viscosité du fluide détermine la force de frottement visqueux des éléments pilotes mobiles de la commande hydraulique, force qui est souvent utilisée pour l'amortissement. Les propriétés d'amortissement diminuent à mesure que la viscosité décroît.

La température de l'huile minérale passant de 223 à 323 K, la viscosité devient environ 250 fois moins grande. Cette variation entraîne un changement notable au niveau des caractéristiques de toutes les chaînes hydrauliques du système. On comprend donc que la viscosité du fluide hydraulique limite considérablement la gamme des températures de service des systèmes de commande hydraulique.

Solubilité et dégagement des gaz. Tous les liquides, y compris les fluides hydrauliques, sont susceptibles de dissoudre du gaz, puis de le restituer sous forme de bulles dans des conditions déterminées.

Dans les conditions normales, le volume de gaz dissous peut atteindre 15 % de volume du liquide. Cette valeur dépend de la pression, de la température, voire de la densité et de la viscosité du liquide. La quantité de gaz dissous augmente très sensiblement avec l'accroissement de la pression et assez peu avec l'élévation de la température. Les liquides de faible viscosité contiennent plus de gaz que les liquides visqueux. Un liquide de forte densité contient moins de gaz dissous qu'un liquide de densité inférieure.

Le taux de saturation gazeuse des fluides hydrauliques n'est pas le mêmepour tous les gaz. L'oxygène a une solubilité plus grande que l'azote, mais c'est le gaz carbonique qui a la solubilité la plus grande. L'air dissous dans un liquide contient de 30 % plus d'oxygène que n'en contient l'air atmosphérique.

L'intensité de dissolution et la durée de saturation des fluides hydrauliques en gaz dépendent de la superficie de contact liquide-gaz et de l'intensité d'agitation. A l'état de repos, la saturation peut durer pendant des heures, tandis qu'avec une agitation intense elle s'opère en quelques minutes à peine. En cas d'une élévation brutale de la pression, les petites bulles de gaz se dissolvent presque instantanément.

La cause principale du dégagement de gaz dans le système hydraulique est le phénomène de *cavitation* consécutif à une brusque diminution de pression, qui se manifeste tout particulièrement au droit des résistances hydrauliques locales et des orifices des étrangleurs et des clapets; le dégagement de gaz se produit en quelques secondes, voire en quelques fractions de seconde.

Les gaz dissous se dégagent sous forme de bulles petites et nombreuses qui, en fusionnant, forment un tampon gazeux. En outre,

la présence d'un gaz non dissous dans le fluide hydraulique perturbe bien souvent le fonctionnement normal du système. Par exemple, le gaz pénétré dans les chambres d'une pompe nuit à son fonctionnement et fait baisser le débit; la présence d'un gaz non dissous dans l'enceinte d'un vérin hydraulique diminue sa raideur hydraulique et nuit aux caractéristiques dynamiques de la commande. Les petites bulles gazeuses ont pour effet de réduire la densité et la viscosité du fluide et d'abaisser la résistance hydraulique des étranglements et des orifices de dosage des distributeurs, ce qui affecte à son tour les caractéristiques statiques et dynamiques du système hydraulique.

Tendance au moussage. Le gaz qui se dégage du liquide ou qui pénètre dans le liquide à la suite du contact et d'une agitation excessive contribue à la formation de mousse. C'est une émulsion constituée de bulles microscopiques de gaz et de liquide. Dans la mousse, l'aire de l'interface gaz-liquide est très supérieure à celle de la surface nue du fluide hydraulique, ce qui favorise toutes les réactions chimiques, l'oxydation du liquide y comprise. La mousse peut occasionner la cavitation dans les pompes, perturber le glissement des éléments du système par suite de la diminution des qualités graissantes du fluide hydraulique, et intensifier la corrosion des éléments en acier.

L'intensité du moussage est fonction de plusieurs facteurs. Par exemple, l'huile commence à mousser très fortement dès qu'on y a ajouté de l'eau, même en quantité minime. Certains additifs accentuent la tendance au moussage du fluide hydraulique, mais en général le moussage dépend de la compatibilité et du dosage des additifs. La tendance au moussage n'est pas la même pour tous les fluides. Une silicone mousse plus fortement qu'une huile minérale. Le moussage est lié en outre à la viscosité: plus cette dernière est élevée, plus le fluide est moussant.

Pour remédier à cet inconvénient, on ajoute au fluide hydraulique des additifs antimousse.

La stabilité de la mousse est tributaire de la viscosité, donc de la température du fluide hydraulique. Avec l'élévation de la température, la mousse se décompose bien vite. En outre, pour diminuer la formation de mousse, on modifie convenablement la construction des réservoirs et l'on utilise des ajutages spéciaux (voir chapitre VIII, § 1).

Cavitation. Au cours du fonctionnement de la commande hydraulique ou des automatismes hydrauliques, la pression du fluide en certains points et sur certaines portions du circuit diminue parfois à tel point que la vapeur se forme. La pression de vaporisation, ou tension de vapeur saturée, est la pression à laquelle le liquide commence à se transformer en vapeur en bouillant.

Lorsque la pression remonte, il se produit la condensation de la vapeur et le fusionnement des bulles gazeuses, qui conduisent à des

coups de bélier locaux. L'énergie du coup de bélier se transforme en chaleur (qui peut atteindre 1750 K aux points de fusionnement des bulles). L'élévation locale de la pression et de la température s'explique par les vitesses centripètes supersoniques du liquide au moment de l'implosion des bulles de vapeur.

Le dégagement local de la vapeur aux zones de basse pression et l'implosion subséquente des bulles de vapeur dans les zones de haute pression constituent un phénomène appelé *cavitation*.

Dans les systèmes de commande et les automatismes hydrauliques, la cavitation est un phénomène nuisible, car les hautes températures ponctuelles et les chocs brutaux provoquent la dégradation du fluide hydraulique. La cavitation conduit à la dégradation des parois des canalisations et des éléments du système hydraulique. En outre, les processus électriques et l'action corrosive de l'oxygène de l'air, qui se dégage du liquide en même temps que la vapeur, entraînent la dégradation des métaux et du fluide hydraulique.

La cavitation se produit le plus souvent dans les enceintes des pompes, des moteurs hydrauliques et des distributeurs à tiroirs, ainsi que dans les valves.

Un moyen de lutte efficace contre la cavitation consiste à accroître la pression de liquide aux endroits où une solution de continuité risque de se produire. On utilise également des métaux ou des revêtements qui résistent bien à la corrosion (le bronze, l'acier spécial, le titane). Les aciers au carbone et la fonte ne peuvent pas résister longtemps à la cavitation.

Compressibilité. Tout liquide soumis à la pression subit une compression, i.e. change de volume. Cette propriété s'appelle la *compressibilité*.

Tous les liquides n'ont pas la même compressibilité. L'eau est très peu compressible; par contre, les huiles minérales et synthétiques sont tellement compressibles qu'on est obligé d'introduire des coefficients appropriés lors de l'étude et de la détermination des systèmes hydrauliques. La compressibilité du liquide se caractérise par le *module isotherme* ou *adiabatique d'élasticité volumique*. Puisque, dans les systèmes de commande et les automatismes hydrauliques, les phénomènes hydromécaniques se déroulent plus vite que l'échange de chaleur, on prend en considération dans la pratique le module adiabatique, que nous appellerons dans le texte qui suit *module d'élasticité volumique* E du liquide.

La valeur de E est fonction de plusieurs facteurs. La pression allant de 0 à 50 MPa, le module d'élasticité volumique augmente de façon linéaire; il en est de même avec la diminution de la température entre 200 et 350 K. Or, dans la gamme des températures et des pressions de service, la variation du module d'élasticité volumique n'excède pas 10 %, ce qui permet de la négliger.

La valeur du module d'élasticité volumique du fluide hydraulique est également influencée, surtout aux faibles pressions, par le

gaz non dissous qui est presque toujours présent dans le fluide d'un système en marche. La quantité de gaz non dissous dans le fluide hydraulique dépend du temps de marche du système. Supposant que la quantité de gaz non dissous au moment de démarrage soit nulle, on constate au bout de 8 à 16 minutes de marche une quantité de gaz non dissous qui peut atteindre 0,02 à 0,06 de volume, et parfois davantage. Ce volume, noté $\bar{V}_g$, est le rapport du volume de gaz non dissous à celui du liquide (une grandeur sans dimension).

Il est difficile de déterminer le module d'élasticité volumique par calculs, aussi emploie-t-on des procédés empiriques. Il est à noter que les méthodes empiriques de détermination du module

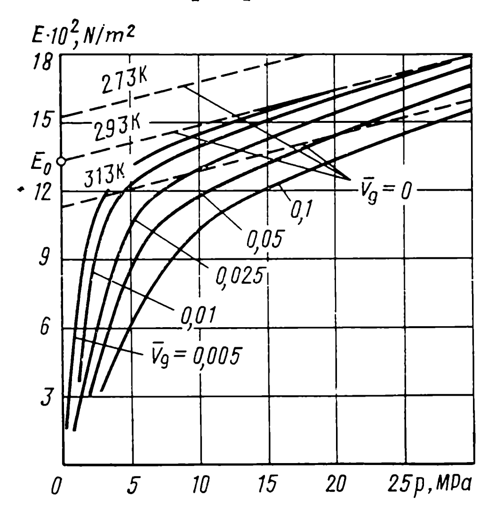


Fig. 1. Variation du module d'élasticité volumique de l'huile minérale en fonction de la pression

d'élasticité volumique sont aujourd'hui trop imprécises, si bien qu'on obtient plutôt des appréciations qualitatives que quantitatives.

La figure 1 illustre la variation du module d'élasticité volumique de l'huile minérale de marque AMГ-10 en fonction de la pression pour différents volumes de gaz dissous. On voit également la variation du module d'un liquide exempt de gaz en fonction de la pression pour trois températures différentes. On remarque enfin sur la figure un point E_0 qui définit la valeur nominale du module d'élasticité volumique du fluide hydraulique à l'état de livraison (gaz non dissous absent, $T = 293$ K, pression ambiante). En présence de gaz non dissous et à une pression petite, le module d'élasticité volumique du liquide est sensiblement inférieur à sa valeur nominale.

La compressibilité du liquide affecte notablement la fréquence d'oscillations propres du système hydraulique (la fréquence propre décroît avec le module d'élasticité volumique), diminue le débit des pompes volumétriques et leur rendement en volume. Elle peut

causer l'instabilité des asservissements hydrauliques liés à une masse considérable. La perte de charge dans la tuyauterie causée par un coup de bélier est aussi une conséquence de la compressibilité du liquide.

Afin de diminuer la quantité de gaz non dissous dans les systèmes hydrauliques, on procède par exemple au dégazage du fluide hydraulique sous vide tout en garantissant l'étanchéité du circuit.

Inflammabilité. Cette caractéristique du fluide hydraulique est fort importante, surtout pour les systèmes fonctionnant dans un local fermé à température élevée.

L'inflammabilité d'un fluide se caractérise par trois paramètres suivants.

Point d'éclair: c'est la température à laquelle les vapeurs du liquide mélangées avec de l'air ambiant prennent feu lorsqu'on approche une flamme-pilote. Cette température se détermine en coupelle fermée ou ouverte. Il est à noter qu'en coupelle fermée le point d'éclair est de 10 à 20 K plus bas qu'en coupelle ouverte, si bien qu'on recommande de retenir, par mesure de précaution, la valeur du point d'éclair obtenue dans une coupelle fermée.

Point de feu: c'est la température à laquelle le liquide échauffé continue à brûler pendant 5 minutes au moins après éloignement de la flamme-pilote.

Température d'inflammation spontanée: c'est la température à laquelle le liquide échauffé s'enflamme spontanément.

Pour les huiles minérales du type АМГ-10 le point d'éclair en coupelle ouverte est de 365 à 390 K, le point de feu d'environ 500 K, et la température d'inflammation spontanée se situe aux environs de 520 K. Ainsi donc, pour les huiles légères, le seuil thermique inférieur (du point de vue de l'inflammabilité) varie entre 360 et 390 K.

Toxicité. Les huiles minérales ne sont pas toxiques en elles-mêmes. Au contraire, certains additifs des fluides hydrauliques, introduits en vue d'améliorer telle ou telle propriété, peuvent être toxiques. L'intoxication peut arriver tant à la suite d'inhalation des vapeurs que par pénétration des substances nocives à travers la peau.

On ne doit pas oublier en outre qu'un jet de liquide très fort, jaillissant sous haute pression, risque d'abîmer fortement la peau humaine ; la lésion ne se cicatrise pas toujours bien, à cause de l'incompatibilité biologique des tissus avec le liquide, sans que celui-ci soit particulièrement toxique. Il y a des cas où le liquide pénétré sous la peau conduit à la nécrose des tissus.

Ces inconvénients doivent être pris en considération lors du choix du fluide hydraulique et pendant les manipulations.

Propriétés diélectriques. La plupart des commandes et automatismes hydrauliques contemporains sont associés à des appareils

électromagnétiques ou purement électriques, nécessaires pour le pilotage ou la mesure à distance.

Si le fluide hydraulique présente une conductibilité électrique notable, il risque de provoquer tant un court-circuit qu'une coupure intempestive du circuit électrique au contact des bornes, des enroulements et des fils. Un défaut d'isolement peut conduire à l'étincellement, à l'inflammation du fluide hydraulique, voire à une explosion.

Aussi, en choisissant un fluide destiné à se trouver en contact avec des appareils électriques, doit-on tenir compte de ses qualités diélectriques: résistance diélectrique, gradient disruptif, parfois aussi constante diélectrique.

§ 3. Particularités d'interaction des fluides hydrauliques avec les parois des canalisations sièges d'un écoulement

Effet de paroi. Un jet fluide sortant sous pression d'un orifice dans une enceinte remplie de liquide dont les parois sont sensiblement éloignées du jet se détruit en s'éloignant de l'orifice à la suite de son interaction avec le milieu liquide. Le schéma de la figure 2, *a* montre un tel jet fluide « immergé », ainsi que la répartition des vitesses au sein du jet. Le noyau des vitesses constantes *1*, dans lequel la vitesse maximale est égale à la vitesse du jet à la sortie de l'orifice, a une longueur d'environ quatre fois le diamètre de l'orifice d_0. Dans la zone *3* (écoulement turbulent établi) la vitesse maximale du jet fluide décroît brutalement en fonction de son éloignement de l'orifice, vu que la formation des tourbillons du liquide utilise toute l'énergie du jet. La zone *2* correspond à la désagrégation du noyau des vitesses constantes.

Par contre, si la paroi de l'enceinte est située à proximité du jet fluide (fig. 2, *b*), il se produit l'*adhérence du jet à la paroi* dans une certaine gamme des nombres de Reynolds. Les causes en sont les suivantes. Le jet fluide étant situé près de la paroi, l'écoulement entraîné par le jet devient plus faible du côté où est la paroi; la pression diminue tout aussi bien de ce côté-ci. Au contraire, la pression exercée du côté libre devient plus grande, si bien que la différence de pression plaquera le jet fluide contre la paroi la plus voisine, tandis qu'un tourbillon se formera dans la zone de basse pression, au voisinage de l'orifice.

L'effet d'adhérence du jet, ou effet de paroi, ne joue que dans une gamme restreinte des nombres de Reynolds; cette gamme dépend des dimensions de l'orifice, de la géométrie de la paroi et de sa disposition par rapport au jet. Pour les orifices d'un diamètre non supérieur à 5 mm, la borne inférieure de la gamme des nombres de Reynolds est égale à 1000.

L'effet de paroi est largement utilisé dans les éléments numériques et analogiques à jet dynamique des automatismes et des organes de calcul fluidiques.

Oblitération. On a constaté par voie d'expériences que le débit d'un fluide, même très propre, à travers une fente ou un orifice de faibles dimensions n'obéit pas aux lois classiques de l'Hydrodynamique et ne peut pas être calculé par la formule de Poiseuille. En effet, le débit décroît graduellement en fonction de la perte de charge, de la géométrie et des dimensions de l'orifice, de la nature du fluide, de sa propreté, de sa température, ainsi que du matériau constitutif des parois de l'orifice et de la canalisation.

Une des explications de l'*oblitération*, ou diminution du débit de fluide à travers un orifice de faible dimension, est la suivante. Tout fluide hydraulique contient des molécules polarisées actives. Toute paroi métallique porte une énergie superficielle sous forme

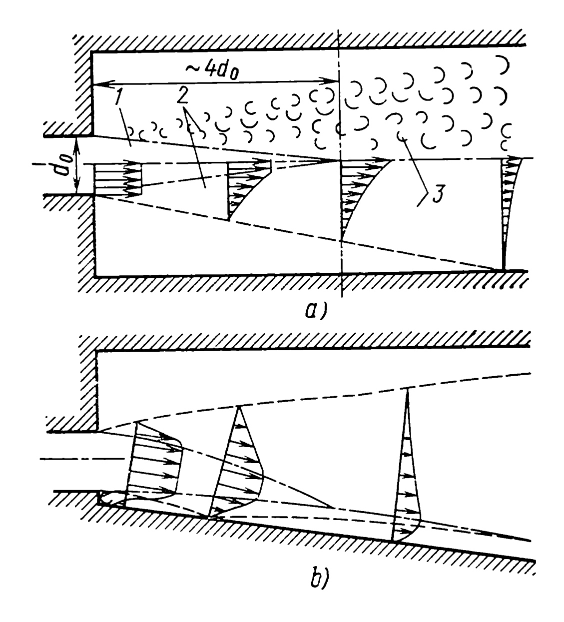


Fig. 2. Jet fluide dans une enceinte pleine:
a — les parois sont éloignées; *b* — une paroi est située à proximité du jet

d'un champ électrique extérieur. Très mince près de la paroi isolée, le champ électrique s'étend considérablement entre deux parois; plus les parois sont rapprochées, plus le champ devient intense. Lorsqu'un fluide hydraulique passe entre les parois rapprochées, les molécules polarisées viennent se déposer sur les parois en formant une couche dont l'épaisseur peut atteindre 10 μm.

Les propriétés physiques de la couche de molécules polarisées sont différentes de celles du fluide hydraulique: cette couche représente en fait un quasi-solide, qui peut résister à des charges très élevées.

Au début, la couche de molécules se forme très vite. Ensuite, à mesure que la couche devient plus épaisse, les molécules polarisées font écran entre les parois, ce qui a pour effet d'affaiblir l'intensité du champ, la liaison entre les molécules éloignées des parois devient moins forte, et l'oblitération diminue.

La décroissance du débit à travers un petit orifice peut aussi être causée par les impuretés goudronneuses et solides qui viennent se déposer sur les parois de l'orifice. En outre, la partie de fluide confinée entre les parois peut devenir plus visqueuse.

La variation dans le temps du débit relatif à travers une fente linéaire $\bar{Q}_f$ est représentée sur la figure 3. (On entend par débit relatif, le rapport du débit réel au débit maximal.) L'allure des courbes indique que, la largeur de la fente restant inchangée, l'intensité

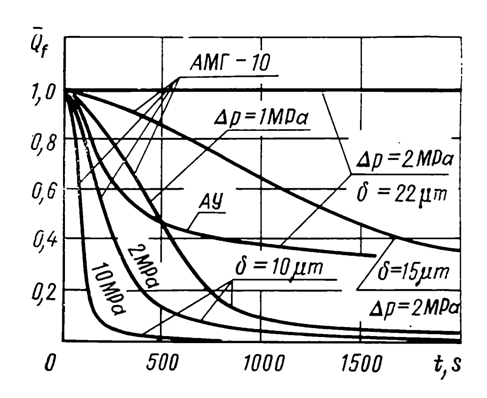


Fig. 3. Variation progressive du débit à travers une fente linéaire

d'oblitération augmente avec la perte de charge. De même, la perte de charge étant constante, l'intensité d'oblitération augmente lorsque la largeur de la fente diminue. Le débit de fluide AMΓ-10 cesse de diminuer dès que la largeur de la fente devient supérieure à 22 μm. Au contraire, en faisant circuler du fluide AУ (huile à broches) à travers la même fente et avec la même perte de charge, le débit décroît mais l'oblitération complète n'intervient pas, à la différence de ce qui se produit quand on fait passer du fluide AMΓ-10 à travers une fente de 10 μm.

La diminution graduelle du débit est observée aussi en faisant passer le liquide à travers un orifice circulaire. Les diamètres limites de non-oblitération ne sont pas les mêmes pour tous les fluides: par exemple, ce diamètre est égal à 0,12 mm pour le fluide AMΓ-10 et à 0,5 mm pour l'huile à broches AУ.

Le moyen de lutte le plus efficace contre l'oblitération consiste à faire disparaître mécaniquement la couche des molécules polarisées, par exemple en assurant un déplacement relatif des parois de la fente. Dans les couples chemise-piston cylindriques, on fait tourner

la chemise ou le piston sur eux-mêmes, ou bien on leur fait exécuter des mouvements alternatifs de rotation ou de translation à haute fréquence et faible amplitude.

La couche des molécules polarisées se détruit également en créant une perte de charge plus importante ; or, l'oblitération reprend bientôt et d'une façon plus intense qu'auparavant.

Au cours des essais et de l'étude des organes et composants hydrauliques, il convient de tenir compte de l'oblitération des petites sections de passage.

Répartition des pressions dans les jeux annulaires. Le jeu des forces dans l'espace en forme d'anneau formé entre l'alésage de la chemise et la surface cylindrique du piston (ou du tiroir) exerce une influence notable sur les forces de frottement sec, les efforts de

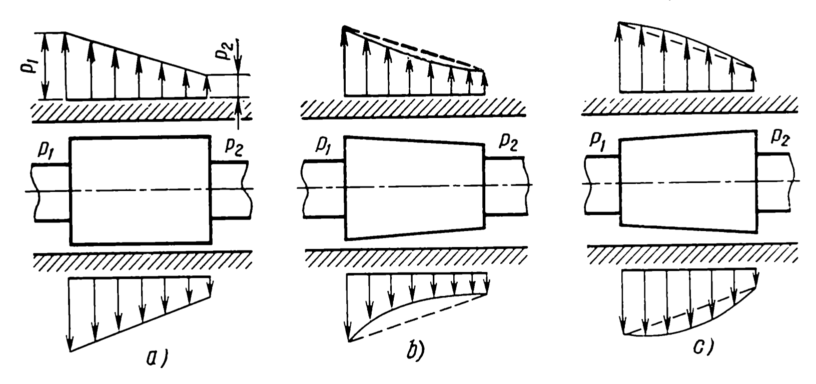


Fig. 4. Formes caractéristiques du jeu annulaire et épures de pression pour le décentrement parallèle du tiroir dans l'alésage

démarrage des éléments du couple chemise-tiroir, ainsi que sur l'importance des fuites à travers le jeu, déterminées par le changement de la géométrie de ce dernier.

En pratique, la géométrie de la chemise et du tiroir n'est jamais parfaite ; en effet, le rodage des tiroirs donne lieu à des défauts de géométrie tels que : tonneau, conicité, ovalisation, facettes sur les portées. En outre, les arêtes des portées présentent quelquefois des parties émoussées, des bavures, des saillies ; la pression déforme les surfaces de la chemise et du tiroir.

Pour mettre en évidence les causes d'apparition de la composante radiale de la force de pression dans le jeu annulaire, considérons trois cas caractéristiques de décentrage parallèle du tiroir représentés sur la figure 4. Dans chaque cas la pression du côté droit p_2 est moins grande que la pression du côté gauche p_1.

Le premier couple présente un profil cylindrique parfait (fig. 4, *a*). La pression au-dessus et au-dessous décroît suivant la même loi linéaire, si bien que la composante radiale reste nulle, quelle que soit l'excentricité (l'axe de l'alésage reste parallèle à celui du tiroir).

Dans le deuxième cas (fig. 4, *b*) l'alésage est rigoureusement cylindrique, tandis que la conicité du tiroir fait naître un jeu divergent. Dans la partie supérieure du jeu l'épure des pressions est moins incurvée que dans la partie inférieure. La composante radiale de la force se dirige donc vers le bas, du côté où l'excentricité est plus forte, et tend à appliquer le tiroir à la surface inférieure de l'alésage.

Le troisième cas est analogue au deuxième, à ceci près que le jeu est convergent (fig. 4, *c*): l'épure inférieure y est plus convexe que l'épure supérieure, ce qui fait que la composante radiale tend à diminuer le décentrage et à amener le tiroir sur l'axe de l'alésage.

Supposons maintenant que le tiroir et l'alésage, rigoureusement cylindriques tous les deux, soient désalignés comme il est montré

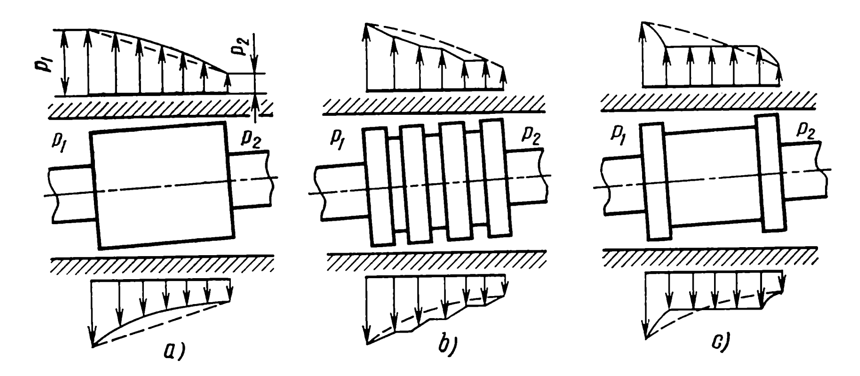


Fig. 5. Répartition des pressions dans le jeu annulaire entre le tiroir et la chemise désalignés

sur la figure 5, *a*. L'épure est convexe en haut et concave en bas, si bien que la résultante des forces tend à plaquer le tiroir sur la surface inférieure de la chemise.

N'oublions pas que l'oblitération contribue à accentuer la différence des épures de pression; on doit s'attendre donc à une augmentation très sensible de l'effort radial, ce qui est d'ailleurs toujours le cas dans la pratique. Par exemple, le déplacement axial d'un tiroir lisse de 16 mm de diamètre soumis à une différence de pression de 25 MPa demande un effort de 500 N.

Le moyen le plus facile et le plus répandu de compenser la composante radiale consiste à pratiquer des *gorges d'équilibrage* sur le tiroir (fig. 5, *b*, *c*), qui ont pour effet d'égaliser la pression dans les points diamétralement opposés du jeu annulaire. Grâce aux gorges annulaires d'équilibrage, le démarrage axial s'opère moyennant un effort beaucoup moins élevé (de quelques centaines de fois).

Pertes de charge dans les canalisations. Les pertes de charge dans les canalisations hydrauliques ne sont pas réglementées quan-

titativement. Elles sont déterminées par la géométrie et la longueur de la canalisation, la vitesse et la viscosité du fluide hydraulique. Toute tentative de réduire les pertes de charge amène un surdimensionnement des canalisations et une augmentation du poids du système. En outre, dans un système à action rapide, l'accroissement des dimensions des canalisations et du volume de fluide hydraulique circulant dans ces canalisations augmente l'effet défavorable de la compressibilité du fluide sur les caractéristiques dynamiques du système.

Pour calculer les pertes de charge, on divise habituellement la canalisation en plusieurs résistances hydrauliques locales, disposées en série ou en parallèle. Au cas où les résistances sont réunies én série, les pertes de charge sont additionnées, sous réserve que les résistances locales ne soient pas excessivement rapprochées (interaction possible).

Dans les commandes et les systèmes de pilotage hydrauliques, on cherche généralement à faire les canalisations aussi courtes que possible, ce qui entraîne l'interférence des résistances hydrauliques locales. Les calculs des pertes de charge sont entachés alors d'une très grosse erreur, ce qui fait que la méthode expérimentale s'avère plus efficace pour la détermination des pertes de charge dans les canalisation des automatismes et commandes hydrauliques.

Pour l'étude d'une installation hydraulique, nous donnons à titre de réference les valeurs pratiques de vitesse admissible de fluide hydraulique dans les canalisations en fonction de la pression :

Pression, MPa	1	2,5	5	10	15	20
Vitesse admissible du fluide, m/s	1,3	2	3	4,5	5,5	6

Les pertes de charge varient généralement entre 5 et 10 % de la pression d'alimentation. La géométrie des canalisations est à préciser compte tenu du poids du système, du catalogue des tubes disponibles, des dimensions des outils. Ce faisant, on ne doit pas oublier l'influence du volume de fluide enfermé dans les canalisations sur les qualités dynamiques du système ; cette influence s'explique par la compressibilité du fluide hydraulique.

CHAPITRE II

ORGANES DE RESTRICTION ET DISTRIBUTEURS ÉTRANGLEURS

§ 1. Orifices non réglables

Les orifices non réglables sont des organes de restriction destinés à créer une différence de pression dans un point déterminé de la canalisation traversée par le fluide hydraulique. En principe, leur rôle est celui d'une résistance hydraulique active.

Les orifices non réglables sont largement employés dans les organes de distribution du fluide, par exemple dans les distributeurs à palette et tuyère, pour réaliser la fonction de restriction, ainsi que pour réduire la pression du fluide alimentant les composants hydrauliques des automatismes qui fonctionnent à un débit constant. Les orifices non réglables servent également pour l'amortissement de la partie mécanique des manomètres et des capteurs de pression.

Orifices quadratiques ou turbulents. Ces organes de restriction, très employés dans les automatismes hydrauliques, représentent de simples orifices en paroi mince. On en voit quelques exemples sur la figure 6.

Du point de vue constructif, les organes de restriction non réglables à orifice calibré sont divisés (conventionnellement) en rondelles et douilles.

Par *rondelle*, on entend un orifice dont le diamètre d_0 est sensiblement supérieur à l'épaisseur de la paroi l_0. Les schémas de réalisation correspondants sont montrés sur la figure 6, *a*, *b*.

Par contre, le diamètre de l'orifice d'une *douille* (fig. 6, *c*), analogue par ailleurs à une rondelle, est plusieurs fois inférieur à l'épaisseur de la paroi.

La différence entre une douille et une rondelle ne concerne pas seulement leur géométrie mais aussi la variation de leurs caractéristiques en fonction du nombre de Reynolds et de la contre-pression.

L'écoulement dans une rondelle ou une douille peut être turbulent ou laminaire; or, le plus souvent, le régime d'écoulement est turbulent et la dépendance entre le débit et la différence de pression est quadratique, ce qui explique la dénomination: orifice turbulent ou quadratique.

Le symbole général adopté pour représenter un orifice non réglable est celui de la figure 7, *a* et *b*. S'il est nécessaire d'insister sur la nature quadratique de la dépendance entre le débit et la différence de pression, on utilise le symbole montré fig. 7, *c*.

La relation qui définit la variation du débit dans un orifice quadratique Q_0 en fonction de l'aire de section de l'orifice f_0 et de la différence de pression Δp_0 est la suivante:

$$Q_0 = \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2\Delta p_0}{\rho}}$$

d'où

$$\Delta p_0 = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_0}{\mu_0 f_0}\right)^2.$$

Le coefficient de débit μ_0 dans une rondelle ne dépend que du nombre Re. La courbe en trait plein de la figure 8 traduit la variation

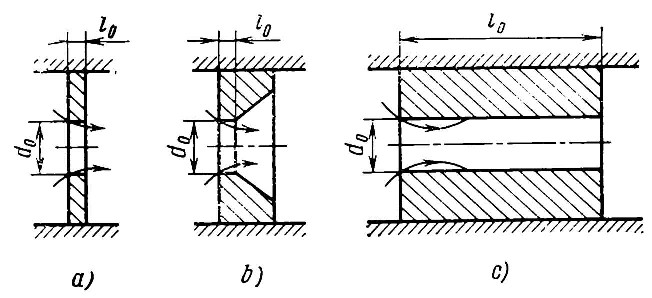


Fig. 6. Orifices non réglables quadratiques, ou turbulents

en question. Il est à noter que cette courbe n'est valable que pour des orifices à arêtes franches.

Dans une douille, le coefficient de débit ne dépend pas seulement du nombre Re mais aussi de la contre-pression p_{02}. Les courbes

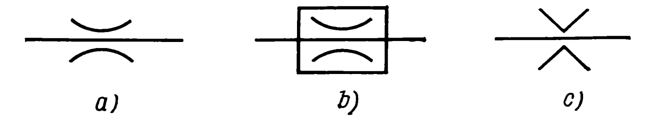


Fig. 7. Symboles d'orifices non réglables

en trait interrompu de la figure 8 montrent la variation du coefficient de débit d'une douille pour des valeurs différentes de la contre-pression p_{02} (fluide hydraulique AMΓ-10). L'allure de ces courbes s'explique par l'influence de la contre-pression p_{02} sur la contraction du jet dans l'orifice de la douille.

Les courbes de $\mu_0 = f$ (Re) sont tracées pour le cas où le diamètre des canalisations amont et aval est très supérieur à celui de l'orifice de restriction et les arêtes des orifices ne sont pas émous-

sées. Si les canalisations sont moins larges, les douilles plus longues et les arêtes émoussées, la dépendance sera différente, tant qualitativement que quantitativement. Dans la pratique, les courbes de variation pour des résistances hydrauliques concrètes s'obtiennent par voie expérimentale.

Il y a des cas où, pour des débits réduits, on veut réaliser des différences de pression notables dans des orifices non réglables ; le diamètre de l'orifice est alors si petit que l'orifice est difficile à réaliser ou risque de s'oblitérer ou de se colmater. En pareil cas on pose plusieurs rondelles accolées (empilage de rondelles) n_r en prenant soin de les désaligner.

Pour évaluer la perte de charge dans un empilage de rondelles Δp_{emp} en régime turbulent développé, on peut se servir des formules

$$\Delta p_{emp} = n_r \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_o}{\mu_o f_o} \right)^2$$

ou

$$\Delta p_{emp} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_o}{\mu_{emp} f_o} \right)^2 .$$

Or, s'il s'agit d'un empilage de douilles (dont la nécessité est souvent dictée par des considérations technologiques), les formules citées peuvent être entachées d'une erreur de 20 à 40% dans le

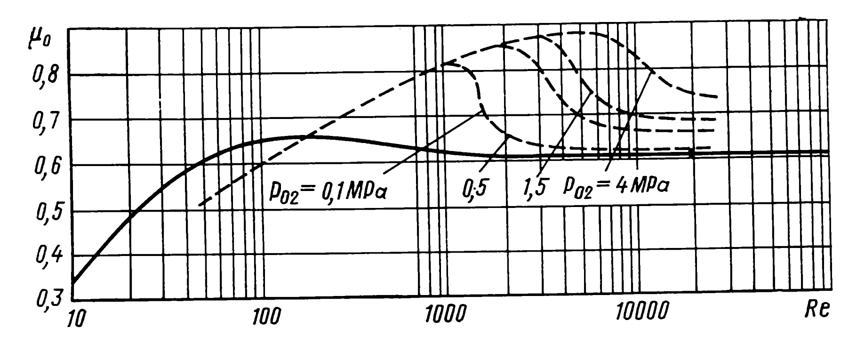


Fig. 8. Coefficient de débit d'un orifice quadratique en fonction du nombre de Reynolds :

courbe en trait plein, pour un orifice en paroi mince (rondelle) ; courbes en trait interrompu, pour une douille (l_o = 1,5 mm, d_o = 0,98 mm)

domaine des grands nombres de Reynolds. Cette erreur est due à la contre-pression exercée sur chaque douille de l'empilage, ainsi qu'à la vitesse résiduelle du fluide sortant de chaque douille précédente.

La résistance d'un empilage de rondelles est aussi influencée par la résistance hydraulique offerte par l'espace laissé entre les rondelles, qui affecte à son tour les conditions d'entrée dans l'orifice de la rondelle suivante. Pour diminuer cette influence, il faut que

l'écartement des rondelles ne soit jamais inférieur à 1,4 fois le d_0 et que la longueur l_0 soit très inférieure à 0,2 d_0.

Orifices linéaires laminaires. Il existe un moyen très simple de réaliser une résistance hydraulique à l'écoulement caractérisée par une dépendance linéaire entre le débit et la différence de pression: il s'agit d'un orifice non réglable de faible diamètre d_c et de forte longueur l_c, dit tube *capillaire* ($l_c/d_c \gg 20$), dans lequel les forces de résistance visqueuse sont prépondérantes.

Soit un tube capillaire siège d'un écoulement laminaire permanent; la relation entre le débit Q_c, la différence de pression Δp_l, la longueur du capillaire l_l, son diamètre d_c et les caractéristiques du fluide est définie par la formule de Poiseuille:

$$\Delta p_l = \frac{128\rho\nu l_l}{\pi d_c^4} Q_c.$$

Sur la portion initiale l_{in} du tube capillaire,

$$l_{in} \approx 0{,}03 \,\mathrm{Re}\, d_c,$$

la différence de pression Δp_{in} se calcule à l'aide d'une formule approchée :

$$\Delta p_{in} \approx \frac{560\rho}{\pi^2 d_c^5} \frac{Q_c}{\mathrm{Re}}.$$

Puisqu'on a $\Delta p_c = \Delta p_{in} + \Delta p_l$ (voir [29]), la dépendance linéaire entre le débit et la différence de pression dans un capillaire n'aura lieu que dans une gamme restreinte des valeurs de différence de pression ou de nombres de Reynolds. En effet, tout accroissement de ces paramètres conduit à l'allongement de la portion initiale (dépendance quadratique) et au raccourcissement de la portion siège d'un écoulement laminaire permanent. Ces variations sont confirmées par les essais. Par exemple, en faisant circuler de l'huile à broches АУ sous 313 K dans un tube capillaire de longueur $l_c =$ -100 mm, la dépendance linéaire cesse d'exister pour les valeurs suivantes du diamètre d_c et de la différence de pression Δp_c:

$d_c = 0{,}5$ mm, $\Delta p_c = 0{,}5$ MPa;

$d_c = 0{,}7$ mm, $\Delta p_c = 0{,}2$ MPa;

$d_c = 1$ mm, $\Delta p_c = 0{,}1$ MPa.

Pour cette raison les tubes capillaires trouvent un large emploi dans les amplificateurs opérationnels hydrauliques où la pression ne dépasse pas 0,3 MPa. Ils se présentent quelquefois sous forme d'une rainure hélicoïdale de section rectangulaire pratiquée sur une tige emmanchée à frottement doux dans l'orifice de restriction. La longueur développée du capillaire peut atteindre 500 mm. En déplaçant la tige à rainure dans le sens axial, on fait varier la résistance hydraulique.

Les droites en trait plein de la figure 9 traduisent la variation du débit en fonction de la différence de pression dans un orifice laminaire pour différentes longueurs de la rainure hélicoïdale de 1×1 mm (huile à broches AУ sous $T = 282$ K). Les droites en trait mixte sont les droites théoriques tracées conformément à la formule de Poiseuille. Les droites en trait interrompu caractérisent un capillaire de 450 mm de long pour $T = 303$ K et $T = 343$ K respectivement. On remarque l'influence de la température du fluide hydraulique sur la résistance offerte par le capillaire.

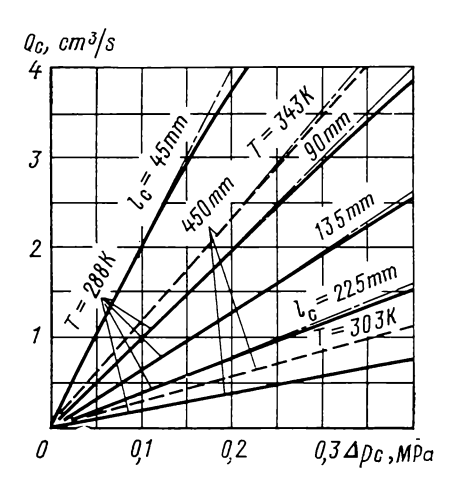


Fig. 9. Variation du débit dans un tube capillaire en fonction de la différence de pression pour différentes longueurs du tube et températures du fluide

Orifices linéaires turbulents. Afin d'étendre la gamme des différences de pression conservant la dépendance linéaire et d'atténuer l'influence de la température du fluide sur la résistance hydraulique, on a créé assez récemment des organes de restriction non réglables à écoulement turbulent où la dépendance quadratique entre le débit et la différence de pression est amenée à la forme linéaire par un profil spécial de l'orifice de dosage, dont l'aire de section varie en fonction de la différence de pression.

Un tel organe de restriction est représenté schématiquement sur la figure 10, *a*. Il se compose d'un tiroir *2*, d'une fourrure *4* et d'un ressort *1*. Le fluide hydraulique vient attaquer l'extrémité droite du tiroir; l'enceinte à l'extrémité gauche est liée à la canalisation aval par un percement *3*.

A l'apparition d'un débit Q_0, la différence de pression Δp_0 créée dans l'orifice de dosage tend à repousser le tiroir *2* en surmontant l'effort du ressort *1* de raideur c_0, ce qui se traduit par un élargissement de l'orifice de restriction. Le profil de l'orifice susceptible d'assurer la dépendance linéaire entre le débit et la différence de pression se définit par trois équations simultanées:

— équation de débit

$$Q_0 = \mu_t f_0 \sqrt{\frac{2\Delta p_0}{\rho}};$$

— équation de différence de pression

$$\Delta p_0 = \frac{c_0}{f_0} x_i;$$

— équation d'aire de section de l'orifice

$$f_0 = \int_0^x b(x_i)\, dx_i.$$

En résolvant ces trois équations simultanées et en dérivant ensuite

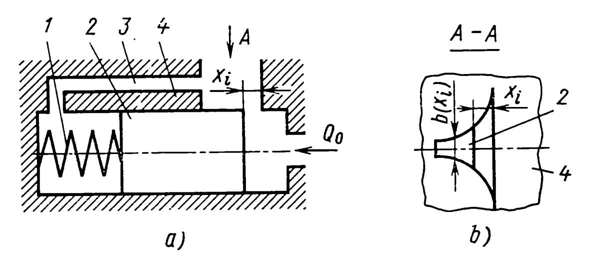


Fig. 10. Schéma de principe d'un organe de restriction linéaire turbulent à orifice de section variable:

a — schéma constructif; *b* — profil de l'orifice de dosage

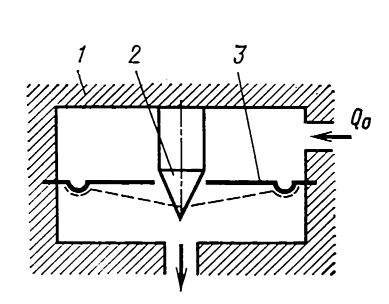


Fig. 11. Schéma d'un organe de restriction linéaire turbulent à ressort de raideur non linéaire et à orifice de section variable

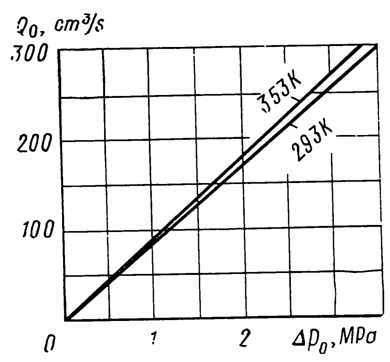


Fig. 12. Variation du débit dans un orifice linéaire turbulent en fonction de la différence de pression pour différentes températures de fluide

par rapport à $b(x_i)$, on obtient l'équation qui définit la largeur de l'orifice $b(x_i)$ en fonction des autres paramètres:

$$b(x_i) = \frac{k_0}{\sqrt{x_i}},$$

où

$$k_0 = \frac{Q_0}{2\mu_t \Delta p_0} \sqrt{\frac{\rho c_0}{2 f_0}}.$$

Ainsi donc, la largeur de l'orifice de dosage doit décroître suivant une parabole quadratique en fonction du déplacement du tiroir et de l'accroissement du débit (voir fig. 10, *b*).

Une autre réalisation de cette idée est possible sous forme d'un organe de restriction où la dépendance quadratique entre le débit et la différence de pression est amenée à la forme linéaire grâce à la raideur non linéaire d'une membrane élastique *3* (fig. 11) encastrée dans une enveloppe *1* et percée d'un orifice central, ainsi qu'à la variation de l'aire de la section de passage entre le pointeau *2* et les bords de l'orifice.

La figure 12 montre la variation du débit en fonction de la différence de pression pour un organe de restriction de ce type. La température du fluide hydraulique affecte la résistance d'un orifice linéaire turbulent beaucoup moins que dans le cas d'un orifice linéaire laminaire (tube capillaire).

§ 2. Système palette-tuyère

C'est un organe de restriction réglable constitué par une tuyère et une palette (volet plat) qui se déplace parallèlement à l'axe de tuyère et fait varier l'aire de section du jeu annulaire entre la tranche de la tuyère et la palette, ce qui a pour effet de changer la résistance hydraulique de l'organe de restriction. Avec ce système,

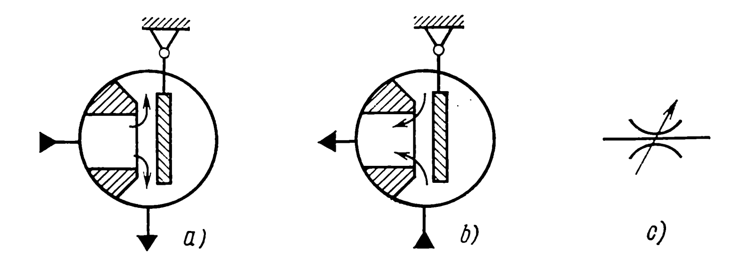


Fig. 13. Schéma et symbole d'un organe de restriction à palette et tuyère

l'obturateur (palette) ne demande, lors de l'assemblage et du réglage, qu'un seul degré de liberté, à savoir un mouvement de translation parallèlement à l'axe de tuyère. Ces organes peuvent utiliser un fluide hydraulique sommairement filtré, grâce au jeu permanent entre la tuyère et la palette ; leurs caractéristiques font preuve d'une bonne stabilité dans une large gamme de températures d'utilisation, vu que le jeu réglable est généralement siège d'un écoulement turbulent.

Dans la commande et les automatismes hydrauliques, on utilise deux types de systèmes palette-tuyère, qui diffèrent par le sens d'écoulement du fluide.

Le plus souvent, le fluide s'écoule de la tuyère vers la palette, ainsi qu'il est montré fig. 13, *a*. Une telle disposition constructive protège mieux l'orifice de dosage contre l'encrassement. De plus, le courant fluide tend à augmenter le jeu entre la tuyère et la palette.

Le schéma de la figure 13, *b* correspond au cas où le sens d'écoulement est inversé (de la palette vers la tuyère). Dans ce cas l'orifice est moins bien protégé contre les impuretés solides, tandis que l'écoulement tend à diminuer le jeu entre la tuyère et la palette.

Le symbole général d'un organe de restriction réglable montré sur la figure 13, *c* est utilisé pour représenter le système à palette et tuyère.

Régime d'écoulement entre la tuyère et la palette. L'écoulement du fluide hydraulique dans la portion extrême de la tuyère et dans le jeu entre tuyère et palette présente nombre de particularités physiques et demande un commentaire détaillé.

On voit en haut de la figure 14 une vue en coupe à grande échelle de la partie active du système palette-tuyère. La géométrie du

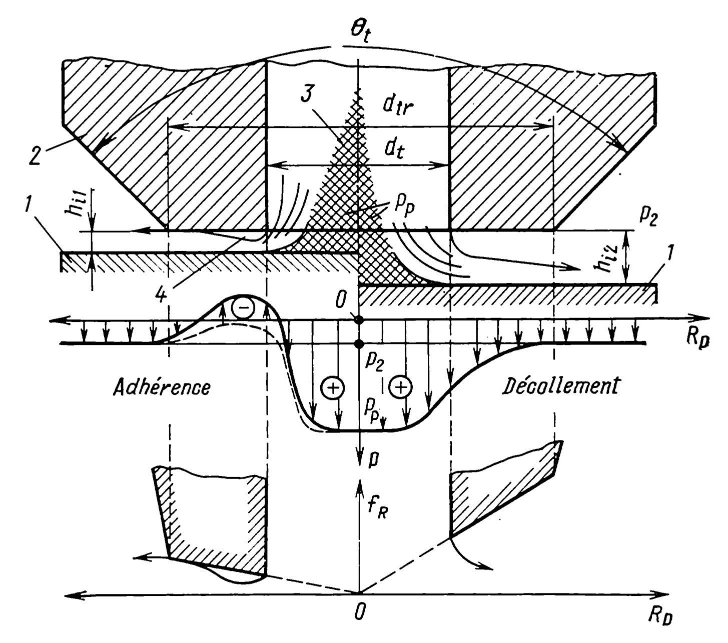


Fig. 14. Schéma d'écoulement dans le jeu réglable entre palette et tuyère

système est caractérisée par le diamètre de l'orifice de la tuyère d_t, le diamètre de la tranche de la tuyère d_{tr}, la valeur courante de la distance variable entre tuyère et palette h_i (dite levée de palette) et l'angle au sommet du cône de la tuyère θ_t.

Le jet de fluide sortant de l'orifice de la tuyère *2* subit un étranglement progressif dans le jeu tuyère-palette. Il se forme donc, au centre de l'orifice, un cône *3* dont la base se confond avec la surface de la palette *1*. Dans le domaine limité par ce cône la vitesse moyenne du fluide est nulle, aussi la pression dans le domaine conique est-

elle égale à la pression qui règne à la surface de la partie centrale de la palette p_p.

Considérons l'écoulement dans un jeu restreint (à gauche sur la figure). En entrant dans le jeu h_{i1} entre palette et tuyère, le jet de fluide se décolle de l'arête entre le canal de la tuyère et la tranche de cette dernière. La couche limite de l'écoulement reste décollée de la tranche sur une certaine distance, puis adhère à la tranche. La restriction la plus forte correspond à la zone de décollement *4*, aussi la pression y est-elle très basse, souvent inférieure à la pression p_2 qui règne en dehors du jeu. Il s'agit, au fond, d'un écoulement sans décollement, car le jet de fluide finit par adhérer à la tranche de la tuyère.

Par contre, lorsque le jeu devient plus important (à droite sur la figure), la couche limite se décolle de l'arête et va vers p_2 sans adhérer à la tranche ; il y a décollement.

Les épures des pressions suivant le rayon R_p de la palette sont différentes pour les différents régimes d'écoulement. S'il y a décollement, la pression au niveau de la palette décroît progressivement de p_p à p_2 ; s'il n'y a pas de décollement, la pression peut devenir négative au droit de la restriction.

Le changement du régime d'écoulement en fonction de la largeur du jeu (de la levée de palette) s'explique par les considérations suivantes. Le jeu entre palette et tuyère est analogue à un divergent, car l'aire de section du jeu annulaire f_R augmente avec la valeur courante du diamètre (rayon) de la palette, $f_R = 2\pi R_p h_i$. Les courbes tracées au bas de la figure 14 traduisent la variation de f_R en fonction de R_p ; il s'agit d'un modèle à deux dimensions du jeu tridimensionnel entre palette et tuyère. On remarque que f_R varie très peu tant que la levée de palette h_{i1} reste faible, ce qui favorise l'adhérence de la couche limite à la tranche de la tuyère et provoque inévitablement une restriction du jet fluide dans la portion initiale du jeu. Lorsque la levée de palette devient plus grande (h_{i2}), le jeu s'agrandit considérablement en s'opposant à l'adhérence.

Il est à noter que le changement du régime d'écoulement se produit dans des conditions différentes, selon que la palette est rapprochée ou éloignée de la tuyère. En effet, lorsque la palette s'éloigne de la tuyère, le décollement commence pour une levée de palette plus grande que celle qui correspond au début de l'adhérence lorsqu'on rapproche la palette. Puisque le décollement conduit à une restriction plus forte, le débit en éloignement risque de dépasser le débit en rapprochement, la levée de palette étant la même. Ainsi donc, la courbe de débit du système palette-tuyère présente une boucle au niveau de la frontière adhérence-décollement. De surcroît, la variation de l'épure des pressions au droit de la palette fera varier l'effort exercé sur la palette. Tous ces facteurs risquent de provoquer des vibrations à haute fréquence dans l'installation hydraulique équipée d'un organe de restriction à palette et tuyère.

Parmi les moyens qui permettent d'éviter l'existence de deux régimes d'écoulement différents (décollement et adhérence), il convient de citer les suivants:

1. Arrondissement des arêtes de la tuyère. Cela permet de supprimer le décollement et de faire disparaître la dépression incontrôlable. Ce moyen est rarement employé, en raison des difficultés technologiques d'usinage et de contrôle.

2. Accroissement de la contre-pression dans l'enceinte aval. La contre-pression provoque une déformation de l'écoulement qui conduit à une disparition presque totale des décollements. Or, l'utilisation de cette méthode est limitée aux cas où la contre-pression agrandie n'est pas préjudiciable à l'état technique du système (risque d'éclatement).

3. Diminution du diamètre de la tranche de tuyère. Si la surface annulaire en bout de la tuyère est assez étroite, le jet fluide n'a pas le temps d'y adhérer, ce qui permet de supprimer l'adhérence dans la gamme utile des levées de palette. Ce moyen est le plus utilisé, parce qu'il facilite le contrôle et l'usinage. Pratiquement, le diamètre de la tranche de tuyère est de 20 à 40 % plus grand que l'alésage ; si le rapport d_{tr}/d_t est plus petit, il y a risque de dégradation de la tranche, tant à cause du désalignement de l'alésage et du cône qu'à cause des chocs répétés de la palette sur la tranche de la tuyère.

Caractéristiques du système palette-tuyère. La résistance hydraulique à l'écoulement du fluide est offerte non seulement par le jeu entre palette et tuyère mais aussi par la portion non réglable de la tuyère d'alimentation. Les pertes de charge sur la portion non réglable de la tuyère dépendent de la géométrie et des dimensions du canal d'amenée. On distingue donc les tuyères à canal simple et à canal de forme.

Les différents profils des canaux sont montrés sur la figure 15. Le canal simple (fig. 15, *a*) se distingue par une simplicité géométrique remarquable, ainsi que par l'absence de bouchons supplémentaires destinées à prévenir les fuites vers l'extérieur. Les canaux simples sont utilisés lorsque $d_t \geqslant 1$ mm et que la longueur du canal l_{nr} est faible ($l_{nr}/d_t < 10$). Pour $d_t < 0{,}5$ mm et $l_{nr}/d_t > 10$, les canaux simples sont difficiles à réaliser (usinage délicat, dimensionnement compliqué). Un tel canal présente en outre des pertes de charge notable, ce qui limite la gamme des levées de palette.

Il est plus facile de fabriquer des tuyères à canal de forme. La tuyère montrée sur la figure 15, *b* présente un canal percé dans le corps de tuyère *2* et doté d'un bouchon *1* placé en bout du canal. La tuyère montrée sur la figure 15, *c* est équipée d'un ajutage *2* en alliage dur emmanché à force ou rapporté par mandrinage dans le corps de tuyère *1*.

Les courbes de la figure 16, obtenues par voie d'expérience, expriment la variation du débit de la tuyère en fonction de la levée de palette pour les mêmes diamètres de l'orifice et de la tranche de

tuyère. La différence de pression reste constante. Les courbes en trait interrompu se rapportent aux systèmes palette-tuyère à canal simple, et les courbes pleines, aux systèmes à canal de forme.

En comparant les courbes, on s'assure que, pour le canal de forme, la variation du débit en fonction de la levée de palette reste

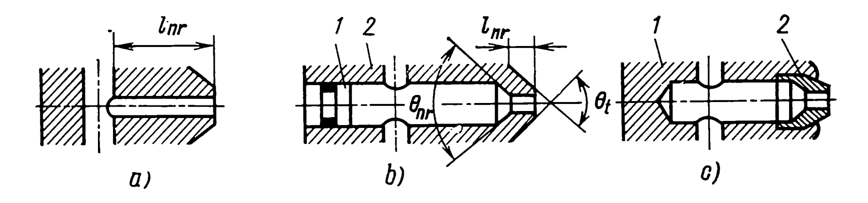


Fig. 15. Quelques exemples de canaux de tuyères

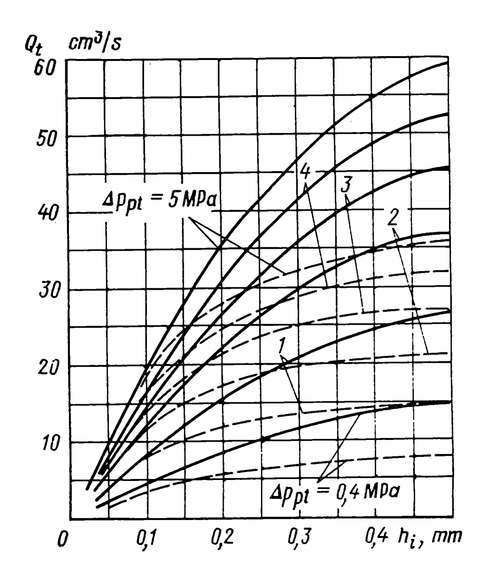


Fig. 16. Variation du débit dans la tuyère en fonction de la levée de palette pour une différence de pression constante (fluide hydraulique AMΓ-10 sous 323 K) :

courbes en trait plein : canal de forme (θ = 0,875 rad ; d_t = 0,8 mm ; d_{tr} = 1,2 mm ; l_{nr} = = 2 mm) ; courbes en trait interrompu : canal simple (d_t = 0,8 mm ; d_{tr} = 1,2 mm ; l_{nr} = = 15 mm)

sensiblement linéaire jusqu'à 0,2 ou 0,3 mm, tandis qu'avec un canal simple on ne peut pas aller au-delà de 0,1 mm.

Dans le cas général, la relation entre le débit Q_t dans un organe de restriction à palette et tuyère, la différence de pression Δp_{pt}, le diamètre de l'orifice d_t de la tuyère et la valeur de levée de palette

h_i se calcule à l'aide de la formule

$$\Delta p_{\mathrm{pt}} = \Delta p_{\mathrm{nr}}(Q_{\mathrm{t}}) + \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q_{\mathrm{t}}}{\mu_{\mathrm{t}}\pi d_{\mathrm{t}} h_i}\right)^2.$$

Ici $\Delta p_{\mathrm{nr}}(Q_{\mathrm{t}})$ est la différence de pression dans la portion non réglable de la tuyère, fonction du débit ; autrement dit, ce sont les pertes

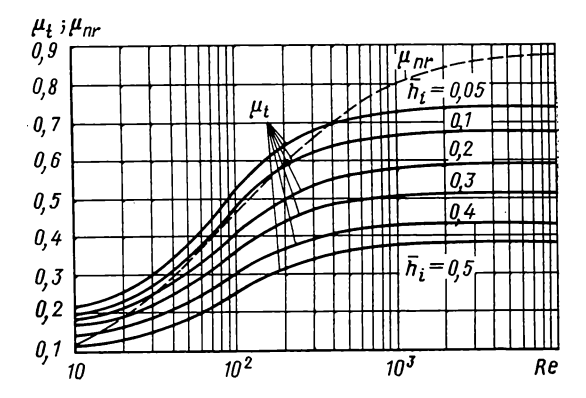


Fig. 17. Coefficients de débit des portions réglable et non réglable de la tuyère en fonction du nombre de Reynolds

de charge totales dans la canalisation amont, dans le filtre de la tuyère, dans le canal de la tuyère et dans l'ajutage.

Si les pertes dans l'ajutage sont considérables, on applique la formule

$$\Delta p_{\mathrm{nr}} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{4Q_{\mathrm{t}}}{\pi d_{\mathrm{t}}^2 \mu_{\mathrm{nr}}}\right)^2.$$

Les courbes en trait plein de la figure 17 traduisent la variation du coefficient de débit dans la portion réglable du système palette-tuyère μ_{t} en fonction du nombre Re. La variation de μ_{t} en fonction de la levée relative $\bar{h}_i = h_i/d_{\mathrm{t}}$ s'explique par la striction du jet qui augmente avec la levée. La courbe en trait interrompu exprime la variation du coefficient de débit de la portion non réglable de la tuyère μ_{nr} réalisée sous forme d'un convergent d'angle au sommet $\theta_{\mathrm{nr}} = \pi/3$ rad.

La figure 18 exprime la variation de l'effort de pression P_p exercé sur la palette en fonction de la levée de palette h_i pour trois types de tuyères, la différence de pression Δp_{pt} restant constante dans tous les cas. On voit que la variation de l'effort appliqué sur la palette par l'écoulement dépend considérablement tant du profil du canal que du rapport $d_{\mathrm{tr}}/d_{\mathrm{t}}$.

Le caractère non linéaire de cette variation devient particulièrement évident lorsque la tuyère présente un rapport $d_{\mathrm{tr}}/d_{\mathrm{t}}$ élevé (courbes en trait mixte), car la gamme des levées de palette h_i ga-

rantissant l'adhérence de la couche limite est très étendue dans ce cas.

Il n'existe actuellement aucune méthode analytique précise pour la détermination des forces évoquées. Les courbes correspon-

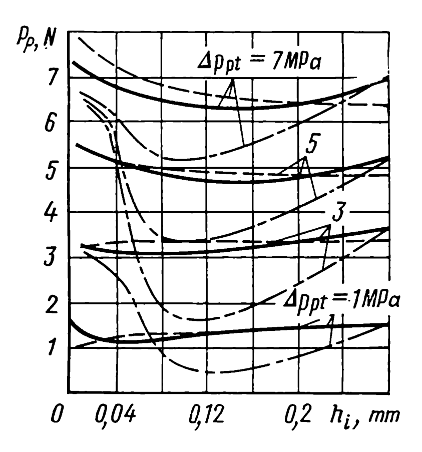


Fig. 18. Variation de l'effort exercé par le fluide АМГ-10 sous 323 K sur la palette en fonction de la levée de palette pour des différences de pression constantes:

courbes en trait plein: canal de forme (d_t = 1,12 mm; d_{tr} = 1,36 mm); courbes en trait interrompu: canal simple (d_t = 1,12 mm; d_{tr} = 1,37 mm); courbes en trait mixte: canal de forme (d_t= 1,12 mm; d_{tr} = 4,65 mm)

dantes s'obtiennent donc généralement en faisant des essais.

Le calcul approché de l'effort exercé par le fluide sur la palette se fait à l'aide de la formule pratique

$$P_p \approx \frac{\pi d_t^2}{4} \Delta p_{pt}$$

qui reste valable pour le régime de décollement et convient généralement aux tuyères de rapport d_{tr}/d_t = 1,2.

§ 3. Distributeurs étrangleurs à palette et tuyère

Les distributeurs étrangleurs à palette et tuyère sont largement employés, le plus souvent comme étage intermédiaire d'amplification dans les systèmes de pilotage des différentes machines hydrauliques, mais aussi comme éléments de distribution indépendants des composants mécaniques des organes de calcul hydrauliques.

Il existe beaucoup de variantes constructives de distributeurs étrangleurs à palette et tuyère, qui se distinguent par le nombre et les modalités de disposition relative des systèmes palette-tuyère et des orifices de restriction non réglables. Dans la pratique, on utilise le plus souvent les distributeurs à un et à deux orifices (c'est-

à-dire tuyères), qui sont faciles à fabriquer et à régler et présentent de très bonnes caractéristiques d'utilisation.

Schémas et caractéristiques des distributeurs étrangleurs parfaits à palette et tuyère. Le schéma d'un distributeur élémentaire à un orifice est donné sur la figure 19, *a*. Il se compose d'un orifice de restriction non réglable *1*, d'une tuyère *2* et d'une palette *3*. La pression de refoulement p_r, de valeur constante, vient attaquer l'orifice *1*. La canalisation qui relie d'orifice *1* à la tuyère *2* porte

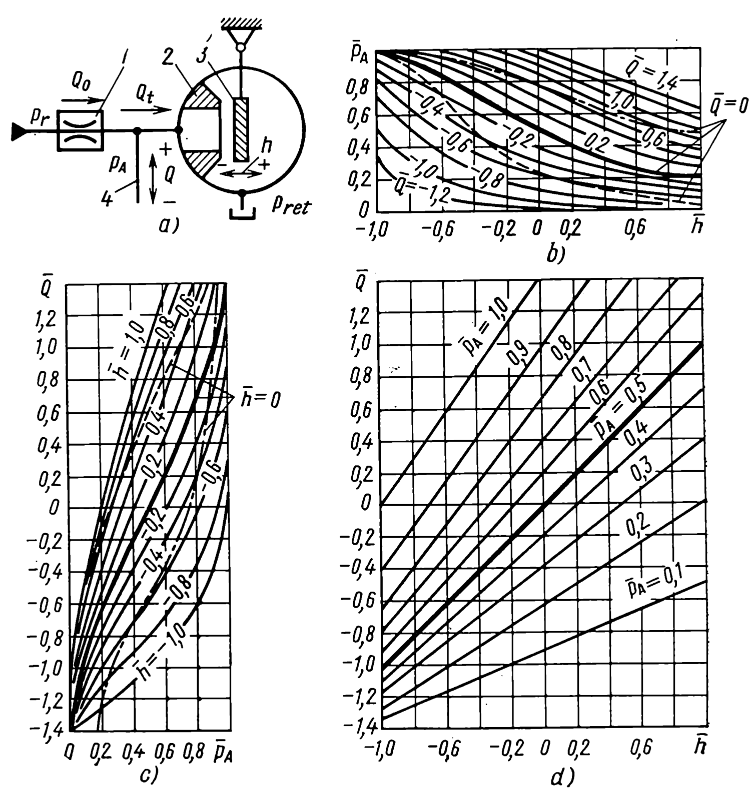


Fig. 19. Schéma et caractéristiques statiques d'un distributeur étrangleur du type palette-tuyère à un orifice

le nom de *chambre d'étranglement*. A cette chambre est raccordée la canalisation d'utilisation *4* qui relie le distributeur à la chambre de travail d'un récepteur. La construction de ce dernier garantit, à l'état de repos du système, une certaine pression initiale p_0 dans la chambre de travail, assurée soit par un poids, soit par l'effort d'un ressort de rappel, soit par une contre-pression créée dans la seconde chambre de travail.

Par pression initiale p_0, nous entendrons la pression p_A qui règne dans la chambre d'étranglement quand le débit dans la canalisation d'utilisation est nulle, $Q = 0$, et la palette se trouve en position neutre, $h = 0$. Le jeu h_i qui existe entre la tuyère et la palette à la position neutre sera appelé jeu initial h_0. Nous conviendrons enfin d'affecter le signe positif au déplacement de la palette vers la droite par rapport au neutre, ainsi qu'au débit dans la canalisation d'utilisation dirigé vers la chambre d'étranglement.

Pour déduire l'équation de la caractéristique statique généralisée (caractéristique externe) d'un distributeur étrangleur considéré, caractéristique établissant une relation entre la pression dans la chambre d'étranglement p_A, le débit dans la canalisation d'utilisation Q et la levée de palette h (son déplacement par rapport à la position neutre), on a souvent recours à un modèle théorique de distributeur. Cette pratique vise à contourner les difficultés de la détermination analytique d'un distributeur réel: en effet, le coefficient de débit est par exemple fonction du nombre de Reynolds, de la levée de palette, de la variation de pression amont ou de retour, etc.

Un pareil modèle théorique s'appelle « distributeur parfait ». Lorsqu'il s'agit d'un distributeur étrangleur parfait à palette et tuyère, on fait généralement les hypothèses suivantes:

— la viscosité du fluide hydraulique est nulle;

— le coefficient de débit du système palette-tuyère est insensible au déplacement de la palette;

— les pertes de charge dans les canalisations et dans la portion non réglable de la tuyère sont nulles;

— la pression amont est constante et la pression de retour est nulle.

Pour le schéma de la figure 19, *a*, ces hypothèses conduisent à l'équation de la caractéristique statique généralisée:

$$Q = \mu_t \pi d_t (h_0 + h) \sqrt{\frac{2p_A}{\rho}} - \mu_o f_o \sqrt{\frac{2(p_r - p_A)}{\rho}}. \tag{2.1}$$

Il est commode de comparer les caractéristiques des différents distributeurs en les exprimant à l'aide de grandeurs sans dimension. Comme grandeur sans dimension de base, pour les distributeurs à fuites permanentes, on adopte le débit sans dimension $\bar{Q}$, c'est-à-dire le rapport du débit courant Q dans la canalisation d'utilisation au débit de fuite Q_f à travers la tuyère pour la position neutre de la palette et pour $Q = 0$ (récepteur à l'arrêt).

Le débit de fuite a pour équation

$$Q_f = \mu_t \pi d_t h_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}. \tag{2.2}$$

Ecrivons ensuite l'équation du débit de fuite dans un distributeur à un orifice:

$$\mu_o f_o \sqrt{\frac{2(p_r - p_0)}{\rho}} = \mu_t \pi d_t h_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}$$

et mettons-la sous la forme

$$\frac{\mu_0 f_0}{\mu_t \pi d_t h_0} = \sqrt{\frac{p_0}{p_r - p_0}}. \quad (2.3)$$

Divisons (2.1) par (2.2), substituons (2.3) dans la relation obtenue, puis divisons les numérateurs et les dénominateurs des radicandes par p_r: nous obtiendrons l'équation sans dimension de la caractéristique statique généralisée d'un distributeur à palette et tuyère à un orifice:

$$\overline{Q} = (1 + \overline{h}) \sqrt{\frac{\overline{p}_A}{\overline{p}_0}} - \sqrt{\frac{1 - \overline{p}_A}{1 - \overline{p}_0}}. \quad (2.4)$$

Puisque (2.4) établit une relation entre trois variables dépendantes, il est plus commode d'interpréter géométriquement cette équation en traçant trois familles de courbes: $\overline{p}_A = f(\overline{h})_{\overline{Q}=\text{const}}$, $\overline{Q} = f(\overline{h})_{\overline{p}_A=\text{const}}$ et $\overline{Q} = f(\overline{p}_A)_{\overline{h}=\text{const}}$. Chaque courbe reste indépendante et se laisse déduire sans peine par une transformation facile des autres courbes.

Les familles de courbes correspondantes sont données sur la figure 19, cas *b*, *c* et *d* respectivement. Les courbes en trait plein sont construites pour $\overline{p}_0 = 0{,}5$, c'est-à-dire qu'elles traduisent l'équation

$$\overline{Q} = (1 + \overline{h}) \sqrt{2\overline{p}_A} - \sqrt{2(1 - \overline{p}_A)}$$

obtenue en substituant $\overline{p}_0 = 0{,}5$ dans l'équation (2.4).

On a mis en relief en trait fort, sur les figures 19, *b*, *c*, *d*, les courbes caractéristiques définissant le comportement du distributeur. Chaque courbe a son nom:

$\overline{Q} = f(\overline{h})_{\overline{p}_A=\overline{p}_0}$, courbe de débit;

$\overline{p}_A = f(\overline{h})_{\overline{Q}=0}$, courbe de pression (cette appellation est purement conventionnelle pour le distributeur à un orifice);

$\overline{Q} = f(\overline{p}_A)_{\overline{h}=0}$, courbe débit-pression.

Sur les graphiques *b* et *c*, on remarque également les courbes de pression et débit-pression respectivement, tracées pour $\overline{p}_0 = 0{,}25$ (trait interrompu) et pour $\overline{p}_0 = 0{,}75$ (trait mixte). En confrontant les différentes courbes, on remarque qu'elles deviennent moins symétriques et prennent une pente moins accentuée quand $\overline{p}_0$ est différent de 0,5.

Le distributeur à un orifice présente deux inconvénients dont on doit tenir compte avant de l'incorporer dans un système de commande:

— sa courbe de pression présente une asymétrie notable;

— la pression initiale dans la chambre d'étranglement varie en fonction de la viscosité, donc de la température du fluide hydraulique.

Cette dernière circonstance, qui tient à ce que les coefficients de débits dans l'orifice de restriction non réglable et dans la tuyère réagissent différemment à la variation du nombre de Reynolds, a des incidences notables au niveau des courbes de pression et débit-pression ; elle perturbe également les efforts exercés par l'écoule-

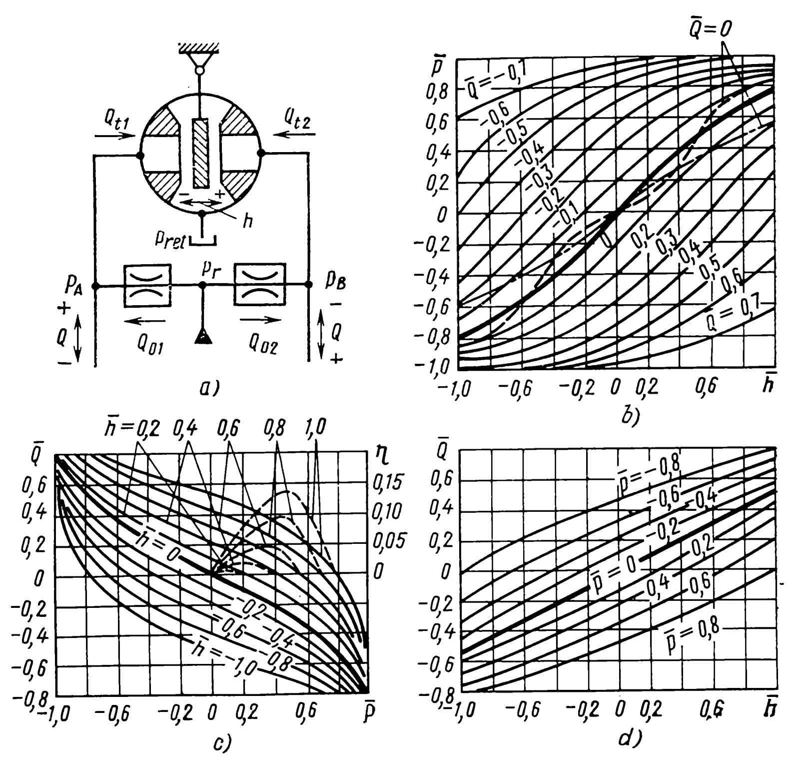


Fig. 20. Schéma et caractéristiques statiques d'un distributeur étrangleur du type palette-tuyère à deux orifices

ment sur la palette, ce qui risque d'influencer fortement la dérive du zéro et le gain du système si le déplacement de la palette est réalisé par un dispositif de puissance limitée.

Ces inconvénients sont inexistants dans un distributeur à deux orifices dont on voit le schéma fig. 20, *a*. Cette disposition réalise une symétrie constructive parfaite. Comme précédemment, toute variation de viscosité fait changer les pressions initiales dans les chambres d'étranglement ; or, puisque la variation de pression initiale est la même pour les deux chambres, elle ne fera changer que le gain du système. Quant à la dérive du zéro, elle tiendra seulement à la différence des coefficients de débit des couples d'orifices de restriction correspondants, due aux défauts d'usinage.

En admettant les mêmes hypothèses que pour le distributeur à un orifice, on écrira les équations simultanées de départ pour un distributeur à deux orifices:

$$\left.\begin{aligned} Q &= \mu_t \pi d_t (h_0 + h) \sqrt{\frac{2p_A}{\rho}} - \mu_o f_o \sqrt{\frac{2(p_r - p_A)}{\rho}}; \\ Q &= \mu_o f_o \sqrt{\frac{2(p_r - p_B)}{\rho}} - \mu_t \pi d_t (h_0 - h) \sqrt{\frac{2p_B}{\rho}}; \\ p &= p_B - p_A. \end{aligned}\right\}$$

L'équation de la caractéristique statique généralisée obtenue par résolution de ce système d'équations est fort encombrante et se prête mal aux calculs et à l'analyse. Cependant son interprétation graphique permet de se faire une idée bien nette de l'allure de la caractéristique.

En exprimant cette équation à l'aide de grandeurs sans dimensions, on prend pour base un débit de fuite deux fois plus grand que pour le distributeur à un orifice:

$$Q_f = 2\mu_t \pi d_t h_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}.$$

On voit fig. 20, *b*, *c*, *d* trois différentes familles de courbes définissant la caractéristique statique généralisée sans dimension d'un distributeur à deux orifices. Les courbes en trait plein correspondent à $\bar{p}_0 = 0{,}5$. A titre de comparaison, on a porté sur la figure 20, *b* les courbes de pression pour $\bar{p}_0 = 0{,}75$ (trait mixte) et pour $\bar{p}_0 = 0{,}25$ (trait interrompu). Les courbes sont construites d'après la formule

$$\bar{p} = \frac{1}{(1-\bar{h})^2 (1/\bar{p}_0 - 1) + 1} - \frac{1}{(1+\bar{h})^2 (1/\bar{p}_0 - 1) + 1}.$$

En analysant cette formule et en confrontant les courbes, on s'assure que la courbe de pression a la plus grande pente et la plus grande linéarité pour $\bar{p}_0 = 0{,}5$.

Sur la figure 20, *c* on a représenté en trait interrompu la variation du rendement η d'un distributeur à deux orifices en fonction de la pression de charge $\bar{p}$ pour différentes valeurs de la levée de palette $\bar{h}$. Le rendement d'un pareil distributeur n'est jamais supérieur à 0,13. Quant à la zone où la courbe de pression est linéaire, le rendement devient inférieur à 0,04.

Sur la figure 21, *a* on voit le schéma d'un distributeur étrangleur du type palette-tuyère à quatre orifices. Au lieu des deux orifices de restriction non réglables comme dans un distributeur à deux orifices (fig. 20), la pression de refoulement attaque deux tuyères complémentaires *1* et *3* séparées par une palette *2* qui est rigidement liée à la palette *4* séparant deux autres tuyères *5*, *8*. Les canalisations d'utilisation sont marquées par les repères *6*, *7*. Etant donné

que les palettes *2* et *4* sont situées dans des chambres à pressions différentes, on comprend la nécessité d'un dispositif d'étanchéité *9* sans frottement sec destiné à assurer le synchronisme des palettes commandées par un mécanisme de puissance limitée.

En confrontant les caractéristiques statiques généralisées du distributeur de la figure 21 avec celles du distributeur de la figu-

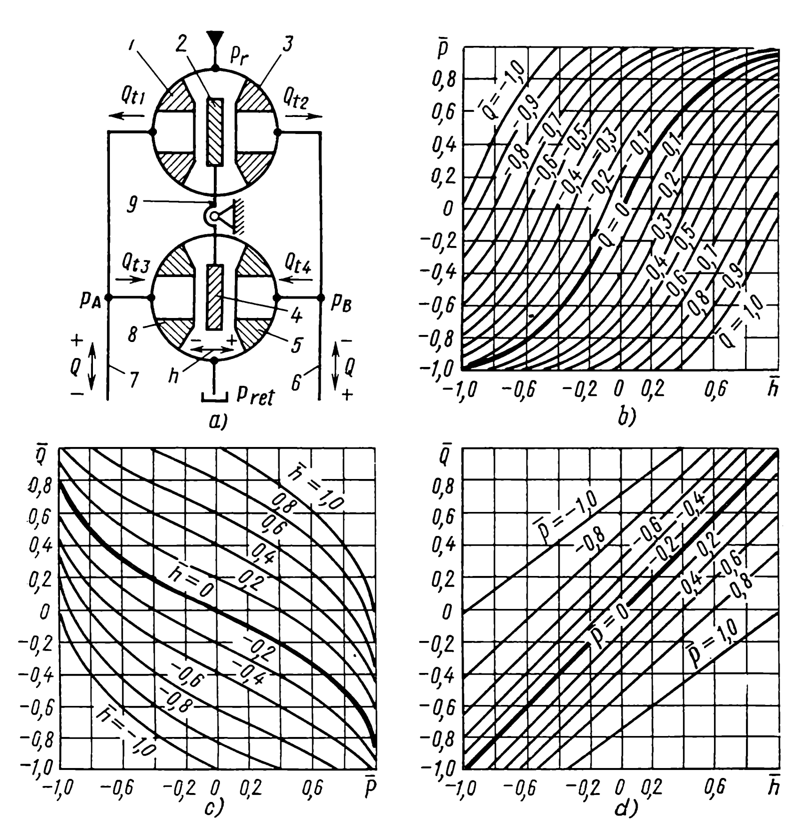


Fig. 21. Schéma et caractéristiques statiques d'un distributeur étrangleur du type palette-tuyère à quatre orifices

re 20, on s'assure que les courbes de pression et de débit d'un distributeur à quatre orifices ont une pente deux fois plus grande que les courbes correspondantes d'un distributeur à deux orifices. La même remarque peut être faite au sujet de la puissance utile et du rendement.

Or, malgré les avantages évidents, le distributeur du type palette-tuyère à quatre orifices reste peu employé, car le dispositif d'étanchéité équipant les palettes soumises aux pressions différentes n'est pas facile à réaliser.

L'analyse des caractéristiques statiques généralisées des trois types de distributeurs parfaits à palette et tuyères montre que la non-linéarité des courbes n'est pas trop prononcée. Aussi, afin de simplifier l'utilisation des caractéristiques statiques généralisées dans la détermination analytique des systèmes comportant des distributeurs de ce type, met-on ces caractéristiques sous forme linéarisée :

$$Q = k_{Qh}h - k_{Qp}p$$

ou

$$p = k_{ph}h - k_{pQ}Q.$$

Les coefficients de ces équations linéarisées caractérisant la pente des tangentes aux courbes correspondantes au voisinage de l'origine des coordonnées vérifient les égalités

$$\frac{k_{Qh}}{k_{ph}} = k_{Qp} = \frac{1}{k_{pQ}}$$

ou

$$\frac{k_{ph}}{k_{Qh}} = k_{pQ} = \frac{1}{k_{Qp}}.$$

Les valeurs de ces coefficients et leurs relations avec les principaux paramètres de fonctionnement des distributeurs parfait- à palette et tuyères et leurs éléments sont citées dans le tableau ds la page 44.

Variation des coefficients de pente en fonction du jeu initial entre palette et tuyère dans un distributeur réel à deux orifices. En raison du caractère compliqué de l'écoulement dans les organes de restriction, on est obligé, comme on l'a déjà dit, de considérer des modèles idéalisés des distributeurs. On adopte quelquefois des modèles plus compliqués, par exemple en introduisant dans les équations d'un distributeur parfait les pertes de charge dans les portions non réglables des tuyères. Or, pour simplifier les choses, on admet que ces grandeurs sont constantes, c'est-à-dire invariantes par toute variation du nombre de Reynolds.

Il existe une méthode graphique [41] de résolution du système d'équations non linéaires des distributeurs, permettant d'obtenir les caractéristiques statiques des distributeurs réels. Comme caractéristiques de départ, on peut utiliser tant les courbes théoriques que les courbes expérimentales. Relativement simple, cette méthode permet d'obtenir toutes les caractéristiques énergétiques et de réglage nécessaires, même pour des températures différentes. Par exemple, les différents auteurs donnent des recommandations différentes quant au choix du jeu initial entre palette et tuyère ; la méthode proposée permet d'expliquer ces différents points de vue.

A ce titre, on a fait les calculs des caractéristiques statiques des distributeurs à deux orifices pour différentes combinaisons des jeux

Type de distributeur à palette et tuyères	Coefficient de pente de la courbe	Sans dimension	
		pour $\bar{p}_0$ quelconque	pour $\bar{p}_0 = 0,5$
A un orifice	de pression	$\bar{k}_{p_A h} = 2\bar{p}_0 (1-\bar{p}_0)$	$\bar{k}_{p_A h} = 0,5$
	de débit	$\bar{k}_{Qh} = 1$	$\bar{k}_{Qh} = 1$
	débit-pression	$\bar{k}_{Qp_A} = \frac{1}{2\bar{p}_0 (1-\bar{p}_0)}$	$\bar{k}_{Qp_A} = 2$
	pression-débit	$\bar{k}_{p_A Q} = 2\bar{p}_0 (1-\bar{p}_0)$	$\bar{k}_{p_A Q} = 0,5$
A deux orifices	de pression	$\bar{k}_{ph} = 4\bar{p}_0 (1-\bar{p}_0)$	$\bar{k}_{ph} = 1$
	de débit	$\bar{k}_{Qh} = 0,5$	$\bar{k}_{Qh} = 0,5$
	débit-pression	$\bar{k}_{Qp} = \frac{1}{8\bar{p}_0 (1-p_0)}$	$\bar{k}_{Qp} = 0,5$
	pression-débit	$\bar{k}_{pQ} = 8\bar{p}_0 (1-p_0)$	$\bar{k}_{pQ} = 2$
A quatre orifices	de pression	—	$\bar{k}_{ph} = 2$
	de débit	—	$\bar{k}_{Qh} = 1$
	débit-pression	—	$\bar{k}_{Qp} = 0,5$
	pression-débit	—	$\bar{k}_{pQ} = 2$

initiaux h_0 et des pressions initiales p_0 dans les chambres d'étranglement. On a constaté que la courbe de pression présente la plus grande pente et la plus grande linéarité quand la pression initiale dans la chambre d'étranglement est deux fois inférieure à la pression de refoulement (la pression de retour étant nulle). Par contre, si la pression de retour n'est pas nulle, la pression initiale en question

Avec dimensions	
pour p_0 quelconque	pour $p_0 = 0{,}5\ p_r$
$k_{p_A h} = \frac{2p_0}{h_0 p_r}(p_r - p_0)$	$k_{p_A h} = 0{,}5\frac{p_r}{h_0}$
$k_{Qh} = \mu_t \pi d_t \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}$	$k_{Qh} = \mu_t \pi d_t \sqrt{\frac{p_r}{\rho}}$
$k_{Qp_A} = \frac{\mu_t \pi d_t h_0 p_r}{(p_r - p_0)\sqrt{2\rho p_0}}$	$k_{Qp_A} = \frac{2\mu_t \pi d_t h_0}{\sqrt{\rho p_r}}$
$k_{p_A Q} = \frac{(p_r - p_0) - \sqrt{2\rho p_0}}{\mu_t \pi d_t h_0 p_r}$	$k_{p_A Q} = \frac{\sqrt{\rho p_r}}{2\mu_t \pi d_t h_0}$
$k_{ph} = \frac{4p_0}{h_0}\left(1 - \frac{p_0}{p_r}\right)$	$k_{ph} = \frac{p_r}{h_0}$
$k_{Qh} = \mu_t \pi d_t \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}$	$k_{Qh} = \mu_t \pi d_t \sqrt{\frac{p_r}{\rho}}$
$k_{Qp} = \frac{\mu_t \pi d_t h_0}{4(1 - p_0/p_r)}\sqrt{\frac{2}{\rho p_0}}$	$k_{Qp} = \mu_t \pi d_t h_0 \sqrt{\frac{1}{\rho p_r}}$
$k_{pQ} = \frac{4(1 - p_0/p_r)}{\mu_t \pi d_t h_0}\sqrt{\frac{\rho p_0}{2}}$	$k_{pQ} = \frac{1}{\mu_t \pi d_t h_0}\sqrt{\rho p_r}$
—	$k_{ph} = \frac{2p_r}{h_0}$
—	$k_{Qh} = 2\mu_t \pi d_t \sqrt{\frac{p_r}{\rho}}$
—	$k_{Qp} = \mu_t \pi d_t h_0 \sqrt{\frac{1}{\rho p_r}}$
—	$k_{pQ} = \frac{1}{\mu_t \pi d_t h_0}\sqrt{\rho p_r}$

est égale à

$$p_0 = \frac{p_r - p_{ret}}{2} + p_{ret}.$$

Dans un distributeur de ce type dont les tuyères ont un canal simple (voir fig. 15, *a*), chaque fois que la pression initiale dans la chambre d'étranglement devient différente de la moitié de la

pression de refoulement, il se produit un défaut de linéarité non seulement sur la courbe de pression mais aussi sur celle de débit : on y voit apparaître une zone de faible pente correspondant au domaine des faibles levées de palette.

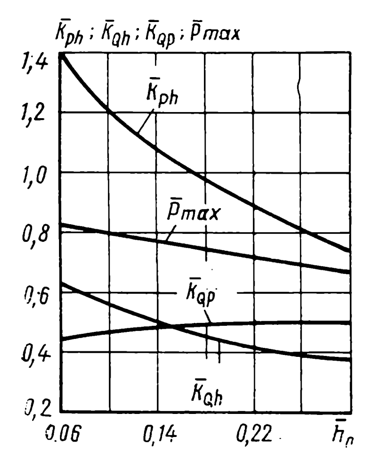


Fig. 22. Variation des coefficients de pente (sans dimension) des courbes de débit, de pression, débit-pression et de la différence de pression maximale (sans dimension) dans un distributeur réel du type palette-tuyère à deux orifices en fonction du jeu initial (sans dimension) entre palette et tuyère

Après avoir analysé les caractéristiques statiques des distributeurs à tuyères munies de canaux de forme (voir fig. 15, *b*, *c*), on a construit des courbes (fig. 22) qui traduisent la variation des grandeurs sans dimension $\bar{k}_{ph}$, $\bar{k}_{Qh}$, $\bar{k}_{Qp}$ et $\bar{p}_{max}$ en fonction du jeu initial sans dimension $\bar{h}_0$ pour $\bar{p}_0 = 0{,}5$.

Les courbes proposées facilitent le choix du jeu initial entre palette et tuyère d'un distributeur réel à deux orifices, compte tenu des possibilités d'usinage et de filtration du fluide hydraulique.

§ 4. Distributeurs à injecteur

Dans ces distributeurs, dits « à jet dynamique », l'injecteur transforme l'énergie potentielle du fluide en énergie cinétique ; au moment où le fluide pénètre dans les orifices d'admission situés en regard de l'injecteur, l'énergie cinétique se transforme de nouveau en énergie potentielle. Le déplacement du bec de l'injecteur détermine le dosage d'énergie dans les orifices d'admission et, partant, le déplacement de l'élément mobile du récepteur dont les chambres de travail sont reliées par des canalisations appropriées aux orifices correspondants du distributeur à injecteur.

Les principaux avantages d'un distributeur à injecteur sont les suivants :

— l'insensibilité à la pollution du fluide, la plus petite section de passage étant celle de l'orifice de l'injecteur ;

— l'absence presque totale de « dérive du zéro » causée par les variations de la pression amont, de la viscosité du fluide, donc de sa température. En effet, les variations du régime d'écoulement laissent inchangé le centre de profil des vitesses d'écoulement.

Les caractéristiques statiques et énergétiques d'un distributeur à injecteur sont sensiblement égales à celles d'un distributeur étrangleur du type palette-tuyère à quatre orifices.

D'autre part, les distributeurs à injecteur présentent aussi quelques inconvénients :

— ils sont difficiles à dessiner et à fabriquer, et aussi moins faciles à régler que les distributeurs à palette et tuyère;

— l'injecteur commence à vibrer quand la combinaison des paramètres constructifs et de la pression amont est mal choisie.

De même que les distributeurs étrangleurs à palette et tuyère, les distributeurs à injecteur s'emploient généralement pour le pilotage des étages de préamplification. Leur utilisation en tant qu'organe de distribution principal dans un système de commande de puissance est empêchée par leur débit de fuite improductif qui est légèrement supérieur (10 à 20 %) au débit maximal dans les canalisations d'utilisation.

Caractéristiques statiques des distributeurs à injecteur. La figure 23, *a* montre le schéma d'un distributeur à injecteur. La pression de refoulement vient alimenter l'injecteur oscillant *1*. Une plaque *4* située dans la chambre de retour est percée de deux orifices d'admission auxquels aboutissent les canalisations d'utilisation *2*, *3*. Les orifices d'admission sont le plus souvent ronds (fig. 23, *b*). On montre en trait interrompu, sur la figure, la position neutre de l'orifice de l'injecteur par rapport aux orifices d'admission.

Les courbes des figures 23, *d*, *e*, *f*, tracées en coordonnées sans dimension traduisent les caractéristiques statiques généralisées d'un distributeur à injecteur dont tous les orifices (injecteur et admission) ont une forme ronde. Le déplacement $\bar{z}$ est égal au rapport du déplacement réel du bec de l'injecteur z au mi-diamètre de l'orifice de l'injecteur d_0:

$$\bar{z} = \frac{2z}{d_0}.$$

Les courbes de pression et de débit d'un distributeur à injecteur présentent une plage de linéarité assez courte. Afin d'étendre la plage de linéarité de ces courbes et augmenter le débit nécessaire pour actionner le récepteur, le déplacement de l'injecteur restant relativement faible, on utilise quelquefois des orifices d'admission de forme rectangulaire (fig. 23, *c*).

Dans la gamme utile des déplacements de l'injecteur, les caractéristiques statiques se laissent définir par des équations linéarisées

$$Q = k_{Qz}z - k_{Qp}p$$

ou

$$p = k_{pz}z - k_{pQ}Q.$$

Les coefficients de ces équations se cherchent généralement à l'aide des courbes des caractéristiques statiques (voir par exemple les figures 23, *d*, *e*, *f*).

Pour évaluer les coefficients de pente des courbes de débit et de pression, on peut utiliser les formules empiriques suivantes:

$$k_{Qz} \approx 1{,}8\frac{Q_0}{d_0}; \quad k_{pz} \approx 2{,}8\frac{p_0}{d_0}.$$

Le débit Q_0 à travers l'orifice de l'injecteur se calcule par les formules classiques de l'Hydraulique.

En choisissant les principaux paramètres du distributeur à injecteur, on doit prendre en considération deux facteurs dont l'influence sur chacun des paramètres à déterminer n'est pas univoque:

1. La distance l_z entre l'injecteur et la plaque d'admission.

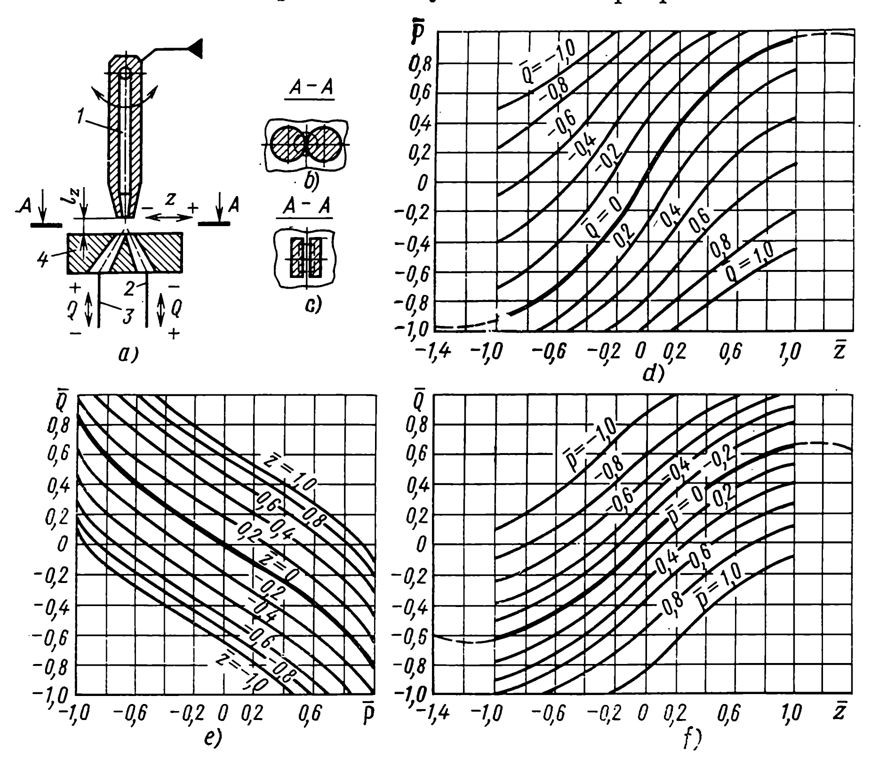


Fig. 23. Schéma et caractéristiques statiques d'un distributeur à injecteur

On augmente l_z afin d'éviter l'action sur l'injecteur du filet fluide s'échappant de l'un des orifices d'admission. Or, plus l_z est important, plus les pertes d'énergie du jet d'alimentation sont considérables, à cause du tourbillonnement. La courbe de la figure 24, *a* illustre la variation de la pression (sans dimension) dans l'orifice d'admission $\bar{p}_{ad} = p_{ad}/p_0$ (l'axe de l'injecteur étant amené sur le centre de l'orifice d'admission obturé) en fonction de la distance (sans dimension) entre l'injecteur et la plaque d'admission $\bar{l}_z = l_z/d_0$ pour le cas où $d_{ad} = d_0$, c'est-à-dire $\bar{d}_{ad} = d_{ad}/d_0 = 1$. La pression $\bar{p}_{ad}$ diminue modérément tant que $\bar{l}_z$ n'est pas supérieur à 4, puis il se produit une chute de pression brutale. Il y a donc intérêt à choisir $\bar{l}_z < 4$. La valeur minimale de $\bar{l}_z$ est limitée par

le faible degré de filtration des fluides alimentant le distributeur de ce type. En prenant $\bar{l}_z$ entre 0,5 et 2, on risque d'obtenir des boucles prononcées sur les courbes de réglage, traduisant la variation des caractéristiques en fonction du sens de déplacement de l'injecteur.

2. Le diamètre de l'orifice d'admission.

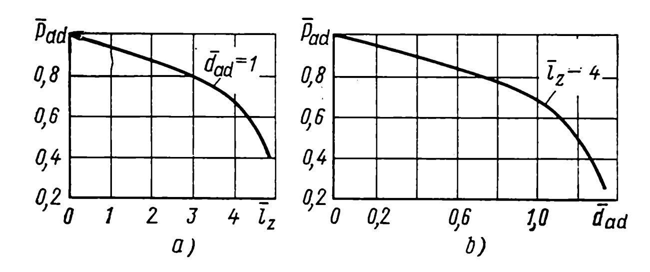


Fig. 24. Influence des paramètres géométriques de l'injecteur sur la valeur maximale de la pression dans les orifices d'admission

Un diamètre trop grand fait baisser la valeur de pression dans les orifices d'admission (fig. 24, *b*). Un diamètre trop petit fait diminuer le débit dans les canalisations d'utilisation.

Les vibrations de l'injecteur commencent dès qu'une certaine valeur de la pression amont est atteinte. Cette valeur dépend des facteurs suivants:

— longueur de l'injecteur;

— diamètre de l'orifice de l'injecteur;

— raideur des caractéristiques et moment d'inertie de l'équipage mobile du dispositif commandant la déviation de l'injecteur;

— (éventuellement) amortissement;

— distance entre l'injecteur et la plaque d'admission.

La vibration commence:

— pour $p_r = 0{,}6$ à 0,8 MPa si $l_{inj} = 150$ à 170 mm, $d_0 = 2$ à 2,5 mm, $\bar{l}_z = 4$;

— pour $p_r = 10$ à 12 MPa si $l_{inj} = 25$ à 30 mm, $d_0 = 1{,}2$ mm, $\bar{l}_z = 0{,}05$.

Il existe d'ailleurs des distributeurs à injecteurs qui fonctionnent sans à-coups pour $p_r = 20$ MPa, $l_{inj} = 20$ mm et $d_0 = 0{,}2$ mm.

Dans les cas où l'amplitude des vibrations est faible, on peut en profiter pour créer des oscillations harmoniques susceptibles de diminuer le frottement sec dans le système d'amenée de fluide à l'injecteur.

On a déjà dit que les distributeurs à injecteur sont plus compliqués que les distributeurs à palette et tuyère, surtout en raison de la construction délicate du système d'alimentation de l'injecteur. Afin de simplifier le système d'alimentation, on a créé plusieurs variantes de distributeur à déviation mécanique du jet, qui se rap-

portent tous à la catégorie des distributeurs à jet dynamique. Leurs schémas sont montrés sur les figures 25, *a-d*.

Il y a un certain temps, on rencontrait souvent des distributeurs dans lesquels la déviation du jet était réalisée au moyen d'un convergent mobile (fig. 25, *a*) ; avec cette disposition, on pouvait faire des canaux d'admission rectangulaires et donner au convergent le

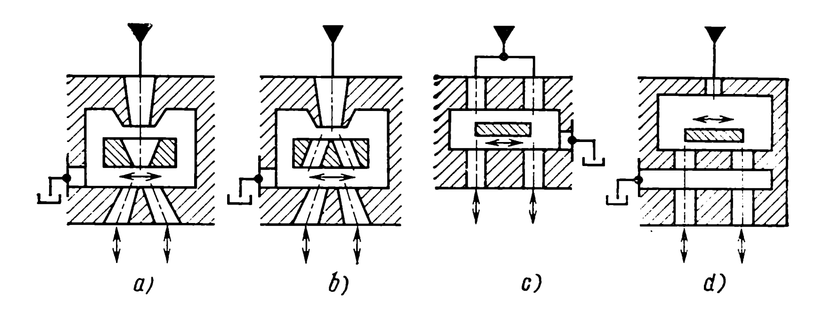


Fig. 25. Schémas des distributeurs à déviation mécanique du jet

profil d'une fente. Cela facilite beaucoup les problèmes de réglage. Or, l'utilisation du distributeur de ce type a été freinée à cause de la grande dérive du zéro due aux variations de la température, ainsi qu'à son incontrôlabilité par basses températures.

La répartition du jet entre les orifices d'admission peut aussi se faire à l'aide d'un coin (fig. 25, *b*) formé par les parois de deux orifices cylindriques obliques percés dans un élément mobile.

Le dosage d'énergie dans les orifices d'admission peut être réalisé au moyen d'un cache qui vient masquer les jets de fluide s'échappant de deux orifices placés en regard des orifices d'admission (fig. 25, *c*). Un tel distributeur procure un gain très élevé pour des pressions qui peuvent atteindre 20 MPa.

Il existe enfin des dispositions où la transformation d'énergie propre aux distributeurs à jet dynamique est combinée à un étranglement partiel (fig. 25, *d*).

§ 5. Tiroirs de distribution

Schémas constructifs. Les organes de restriction réglables appelés *tiroirs* constituent les éléments vitaux des distributeurs étrangleurs à tiroirs. D'après la forme des surfaces conjuguées du tiroir et de la chemise, on distingue conventionnellement les tiroirs cylindriques et les tiroirs plans.

Dans la catégorie des *tiroirs cylindriques*, on distingue les systèmes à gorge dans la chemise et à orifices dans la chemise.

Les constructions des tiroirs deviennent de plus en plus perfectionnées, ce qui n'empêche pas l'utilisation massive des schémas classiques. C'est ainsi que les systèmes à gorge dans la chemise

(fig. 26, *a-e*) restent très employés, car on ne connaissait, jusqu'à une époque assez récente, aucune technique suffisamment avancée pour pratiquer des orifices de forme rigoureuse, rectangulaire ou autre, dans les chemises.

On voit sur la figure 26, *a* le schéma d'un tiroir à arêtes rectangulaires et à gorge dans la chemise. Il reste très employé dans les distributeurs étrangleurs et sélecteurs destinés aux grands débits.

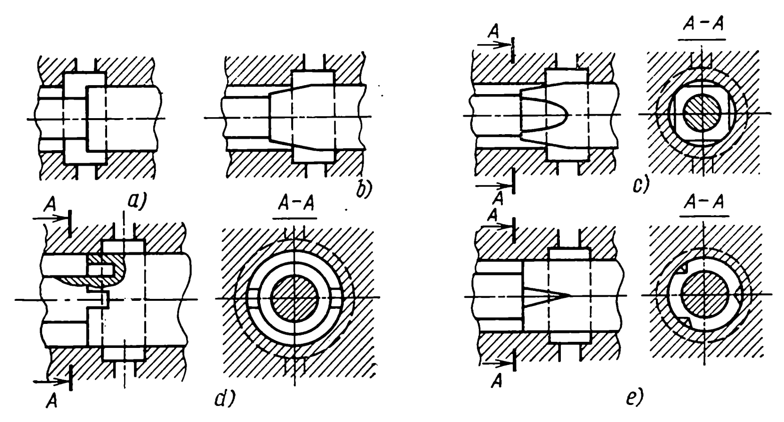


Fig. 26. Schémas constructifs des systèmes à gorge dans la chemise

Pour pouvoir diminuer le gain du système à gorge dans la chemise sans changer le diamètre du tiroir, on munit le tiroir d'une partie conique (fig. 26, *b*), d'onglets (fig. 26, *c*) ou de rainures longitudinales de section triangulaire (fig. 26, *e*). Des tiroirs de forme particulière (fig. 26, *d*) sont utilisés pour distribuer des débits réduits avec de faibles déplacements du tiroir sans diminution de diamètre; ils assurent la linéarité des caractéristiques statiques.

Malheureusement, tous les schémas constructifs décrits sont assez difficiles à réaliser et à contrôler; la qualité du profil des arêtes de dosage de la gorge dans la chemise reste médiocre. En outre, les méplats et les rainures des tiroirs de forme (fig. 26, *c*, *d*, *e*) ne permettent pas de pratiquer les gorges d'équilibrage, qui représentent pourtant un moyen simple et avantageux de supprimer les forces de collage.

Les nouveaux procédés d'électro-érosion et de découpage mécanique des orifices dans les plaques métalliques ont déterminé l'apparition des tiroirs à arêtes rigoureusement rectangulaires et à orifices dans la chemise. Ils sont mieux adaptés aux conditions d'utilisation que les systèmes à portées profilées et à gorge dans le chemise.

Le schéma d'un système à orifices dans la chemise et à arêtes rectangulaires du tiroir est donné sur la figure 27, *a*. Le profil de la lumière pratiquée dans la chemise (voir fig. 27, *b*, *c*, *d*) est adapté à la loi de variation désirée de l'aire de section de l'orifice de dosage $f_0 = f(x_i)$. Les courbes de la figure 28 illustrent la variation de

l'aire de section de passage (sans dimension) de l'orifice de dosage $\bar{f}_0$ en fonction de la distance axiale (sans dimension) entre les arêtes de dosage du tiroir $\bar{x}_i$, avec $\bar{f}_0 = f_0/f_{0\ max}$ et $\bar{x}_i = x_i/x_{i\ max}$.

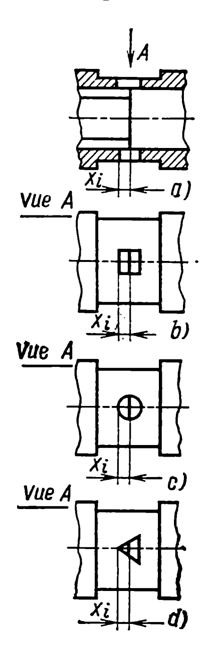


Fig. 27. Schémas constructifs des systèmes à orifices dans la chemise:

a — coupe longitudinale; *b* — lumière rectangulaire; *c* — lumière ronde; *d* — lumière triangulaire

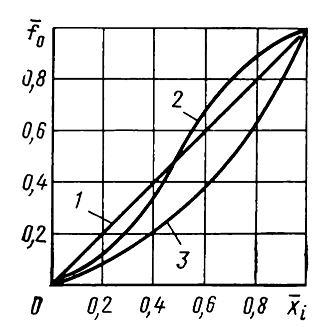


Fig. 28. Variation de l'aire de section de passage en fonction de la distance axiale entre les arêtes de dosage du tiroir parfait dont la chemise est percée d'une lumière rectangulaire (*1*), ronde (*2*) et triangulaire (*3*)

Modalités d'écoulement dans les orifices de dosage. Les schémas des figures 29, *a* et *b* montrent l'écoulement de fluide à travers l'orifice de dosage et dans les canalisations amont. Il y a lieu de faire

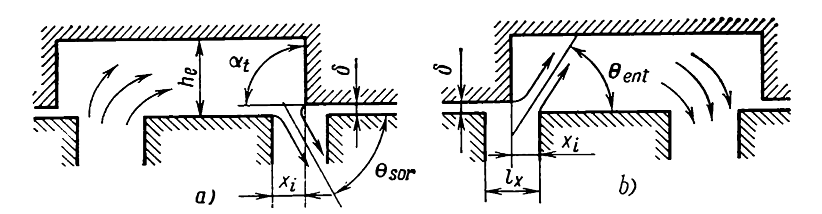


Fig. 29. Schémas d'écoulement dans les chambres de travail des tiroirs

une distinction entre l'écoulement sortant (de l'enceinte de travail du tiroir) et l'écoulement entrant (dans l'enceinte), vu que les conditions d'entrée du fluide dans l'orifice de restriction ont une incidence notable sur la déviation et la contraction du jet. Ces facteurs affectent non seulement la force hydrodynamique axiale appliquée sur le tiroir mais aussi le coefficient de débit du système.

Le schéma de l'écoulement sortant est montré sur la figure 29, *a*. Les paramètres à considérer sont:

— l'angle au sommet du cône du tiroir α_t;
— le jeu radial δ;
— la distance axiale entre les arêtes de dosage x_i;
— la hauteur de l'enceinte de travail h_e;
— l'angle de déviation du jet sortant θ_{sor}.

L'écoulement entrant est schématisé sur la figure 29, *b*. Les paramètres à considérer sont:
— le jeu radial δ;
— la distance axiale entre les arêtes de dosage x_i;

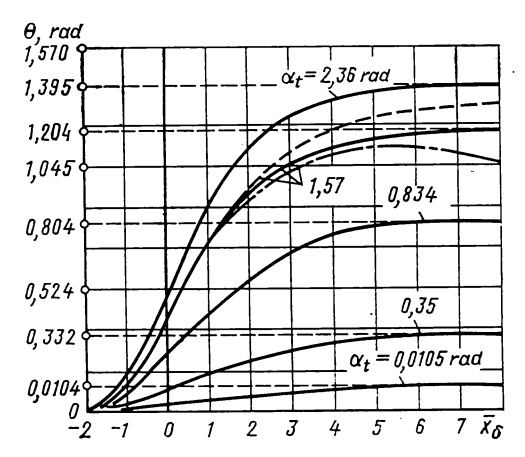


Fig. 30. Variation de l'angle de déviation du jet dans l'orifice de dosage du tiroir en fonction de la distance relative entre les arêtes de dosage du tiroir et de la chemise:
courbes en trait plein: pour $h_e \to \infty$ et $l_x \to \infty$; courbes en trait interrompu: pour l_x voisin de x_i; courbes en trait mixte: pour h_e voisin de x_i

— la longueur de la lumière pratiquée dans la chemise l_x;
— l'angle de déviation du jet entrant θ_{ent}.

Les courbes en trait plein de la figure 30 illustrent la variation de l'angle de déviation du jet en fonction de la distance axiale (sans dimension) entre les arêtes de dosage $\bar{x}_\delta = x_i/\delta$, la hauteur de l'enceinte h_e et la longueur de la lumière dans la chemise l_x étant infinies. L'angle de déviation varie entre —1,5 à 2 fois le $\bar{x}_\delta$ et 5 à 6 fois le $\bar{x}_\delta$. La même figure permet de voir l'incidence de la hauteur de l'enceinte de travail h_e et de la longueur de la lumière dans la chemise l_x sur la nature de variation de l'angle de déviation du jet sortant θ_{sor} et du jet entrant θ_{ent}. Moins la hauteur h_e est grande, moins la déviation θ_{sor} est prononcée; plus la lumière est courte (l_x), plus l'angle θ_{ent} est grand.

Lorsque les orifices de dosage sont masqués ($x_i < 0$), l'écoulement du fluide obéit aux lois classiques d'écoulement en mince épaisseur. Il est à noter qu'en réalité, les arêtes du tiroir ne sont jamais vives

mais arrondies, ce qui favorise l'entrée du fluide dans le jeu entre tiroir et chemise. Le schéma d'écoulement dans le jeu radial entre tiroir et chemise est donné sur la figure 31.

Coefficients de débit. La figure 32 montre la variation du débit Q en fonction de la distance axiale entre les arêtes de dosage x_i pour une différence de pression constante. Les courbes en trait plein traduisent les valeurs expérimentales obtenues pour un tiroir réel présentant la largeur de l'orifice de dosage b = 10 mm et le jeu radial δ = 10 µm ; les courbes en trait mixte correspondent aux valeurs théoriques calculées pour un tiroir parfait analogue. Le tiroir parfait implique les hypothèses suivantes :

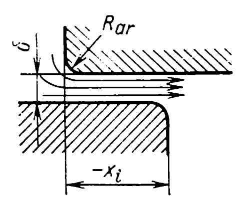


Fig. 31. Schéma d'écoulement dans le jeu radial d'un tiroir réel fermé

— $\delta = 0$;

— les pertes à l'entrée et à la sortie sont nulles ;

— le coefficient de débit est une constante, c'est-à-dire qu'il est insensible aux variations du nombre de Reynolds et au déplacement du tiroir ;

— les arêtes de dosage sont franches ;

— la forme de la lumière dans la chemise garantit une dépendance linéaire rigoureuse entre l'aire de section de passage et le déplacement du tiroir.

L'analyse des courbes permet de voir que, pour les tiroirs réels, la variation du débit en fonction de la distance axiale entre arêtes cesse d'être linéaire non seulement pour les grandes sections de passage (comme c'est le cas pour un tiroir parfait) mais aussi pour une section de passage réduite ; de même, le débit cesse d'être constant lorsque les orifices sont masqués.

La pente moins grande de la courbe de débit pour des valeurs élevées du débit s'explique par l'influence des pertes de charge en amont et en arrière de l'orifice de dosage dans les canaux et aux points de changement de section présentant des résistances hydrauliques locales.

Dans le domaine des faibles débits et des petites ouvertures, le défaut de linéarité des courbes de débit traduit l'influence du jeu radial.

La variation du débit en fonction du recouvrement pour $x_i < 0$ tient compte de la variation de la résistance hydraulique offerte par le jeu et dépend de la longueur du jeu.

Pour un tiroir parfait, la relation entre le débit, la différence de pression et le déplacement du tiroir par rapport à la chemise à lumières rectangulaires est exprimée par la formule

$$Q = \begin{cases} \mu_t b x_i \sqrt{\dfrac{2\Delta p_t}{\rho}} & \text{pour } x_i > 0, \\ 0 & \text{pour } x_i < 0. \end{cases}$$

Pour un tiroir réel, la relation est plus compliquée :

$$\Delta p_t = \begin{cases} \Delta p_r(Q) + \frac{\rho}{2(x_i^2+\delta^2)}\left(\frac{Q}{\mu_t b}\right)^2 & \text{pour } x_i \geqslant 0, \\ \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q}{\mu_\delta \delta b}\right)^2 & \text{pour } x_i < 0. \end{cases}$$

Le coefficient de débit dans l'orifice de dosage ouvert μ_t dépend du nombre de Reynolds et des conditions d'entrée du fluide dans l'orifice (h_e et l_x). Sur la figure 33, cette dépendance est montrée

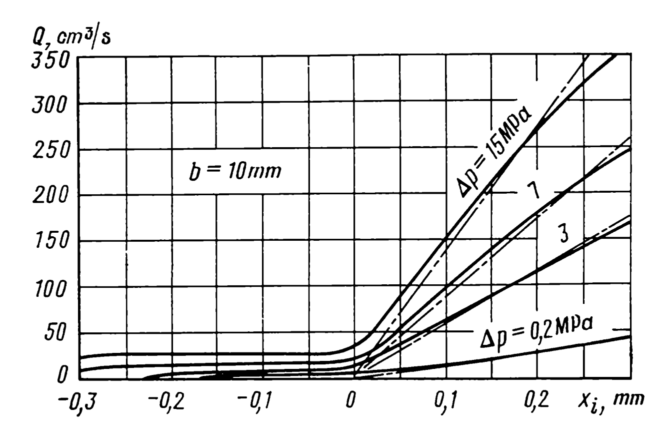


Fig. 32. Variation du débit en fonction de la distance axiale entre les arêtes de dosage du tiroir et de la chemise pour une différence de pression constante : courbes en trait plein : pour un tiroir réel (δ = 10 µm, fluide AMΓ-10, T = 320 K) ; courbes en trait mixte : pour un tiroir parfait

en trait plein pour l'écoulement entrant (μ_{ent}) et sortant (μ_{sor}). La différence des coefficients traduit l'influence de l'angle de déviation du jet θ exprimée par le coefficient de striction ε_t. En désignant le coefficient de vitesse par φ_t, on peut définir le coefficient de débit dans l'orifice ouvert en fonction des paramètres de l'écoulement et de l'orifice de dosage :

$$\mu_t = \varphi_t \varepsilon_t \cos\left(\operatorname{arctg}\frac{x_i}{\delta} - \theta\right).$$

Cette expression et les courbes de la figure 30 expliquent la cause de la différence entre μ_{ent} et μ_{sor}.

Pour un tiroir parfait, on peut adopter un coefficient de débit entre 0,73 et 0,75.

Les courbes en trait interrompu de la figure 33 illustrent la variation du coefficient de débit μ_δ du tiroir à orifices masqués en fonction du nombre de Reynolds, le recouvrement restant inchangé

et le jeu radial étant $\delta = 10$ µm. La valeur maximale de μ_δ en écoulement turbulent permanent est égale à 0,93, ce qui correspond aux arêtes dont le rayon d'arrondi est $R_{ar} \approx 0,05$ mm. Quand on a

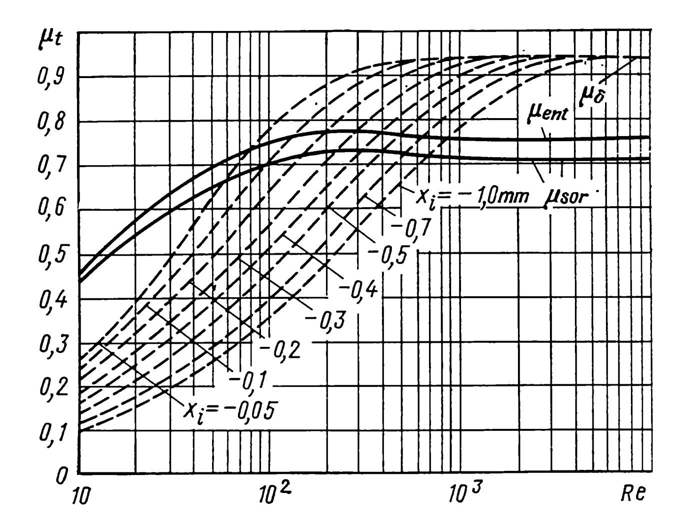


Fig. 33. Coefficients de débit d'un tiroir réel en fonction du nombre de Reynolds

$R_{ar} < 0,005$ mm, le coefficient de débit μ_δ sera plus petit (voisin de 0,8), surtout si le jeu est important.

§ 6. Distributeurs à tiroirs alimentés par une source à pression constante

Les distributeurs étrangleurs à tiroirs sont largement employés pour la régulation de vitesse des organes récepteurs. Cela tient à ce que les distributeurs de ce type ne présentent qu'une fuite minimale en l'absence de signal d'entrée, qualité très appréciée en commande de puissance du point de vue de la puissance globale en jeu. En outre, il est possible de minimiser les efforts dynamiques exercés sur les tiroirs par des artifices constructifs assez simples (voir chap. II, §7).

Schémas constructifs des distributeurs. La classification des distributeurs étrangleurs à tiroirs peut être fondée sur un grand nombre de critères. Le critère le plus important du point de vue des caractéristiques de réglage est le nombre d'orifices de dosage; on distingue donc les *distributeurs à un*, *deux* ou *plusieurs orifices*.

On voit sur la figure 34 le schéma d'un distributeur à tiroir à un orifice raccordé à un récepteur (vérin) *3*.

Le distributeur proprement dit comprend un organe de restriction réglable (tiroir) *1* et un orifice de restriction non réglable *2*. Ses caractéristiques statiques sont les mêmes que celles d'un distributeur palette-tuyère à un orifice (voir fig. 19). Il est peu employé dans les systèmes de commande puissants modernes, en raison de l'asymétrie de ses caractéristiques et, surtout, à cause des fuites exagérées.

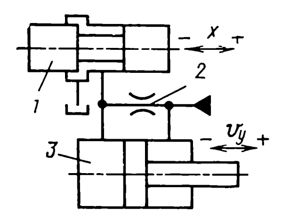


Fig. 34. Schéma de raccordement d'un distributeur à tiroir à un orifice au vérin hydraulique

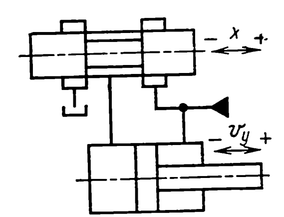


Fig. 35. Schéma de raccordement d'un distributeur à tiroir à deux orifices au vérin hydraulique

Un distributeur à tiroir à deux orifices (fig. 35) est généralement raccordé soit à un vérin hydraulique à simple tige, soit à un vérin possédant deux tiges mais présentant des surfaces utiles différentes. Bien que les fuites dans un distributeur à deux orifices soient petites par rapport à un distributeur à un orifice, il n'est pas très employé dans les systèmes de commande de forte puissance, car la force dynamique exercée sur son tiroir n'est pas la même dans les deux sens. On utilise donc quelquefois les distributeurs à deux orifices dans les systèmes de commande de faible puissance, pour la préamplification des ordres de pilotage ou pour la transformation des signaux d'information, aux cas où les raisons constructives rendent impossible l'utilisation d'un distributeur à quatre orifices.

Ce sont les distributeurs à tiroir à quatre orifices qu'on utilise le plus dans les commandes de puissance. Leurs avantages sont les suivants :

— les caractéristiques statiques présentent une bonne symétrie ;
— les efforts appliqués sur le tiroir sont les mêmes dans les deux sens ;
— le débit de fuite est négligeable ;
— ils assurent un bon rendement ;
— les distributeurs à quatre orifices raccordés à un vérin dissymétrique permettent de symétriser les vitesses dans les deux sens par le jeu des largeurs des orifices de distribution ;
— les variations de température et de pression d'alimentation n'entraînent qu'une très légère dérive du zéro ;
— il est possible de minimiser ou d'annuler par des moyens très rudimentaires les efforts indésirables sur le tiroir.

Il existe une autre classification selon laquelle on distingue des *distributeurs à tiroir cylindrique* (fig. 36, *a-d*) et *à tiroir plan* (fig. 36, *e*)

Les tiroirs cylindriques se prêtent mieux au pilotage hydraulique : l'ordre de pilotage (pression) est appliqué directement à l'extrémité du tiroir. Quant aux tiroirs plans, leur pilotage se réalise à l'aide de moteurs hydrauliques miniatures spéciaux, c'est pourquoi ils sont employés généralement avec le pilotage manuel, mécanique ou électromagnétique.

Le tiroir cylindrique et le tiroir plan n'ont pas la même fiabilité d'utilisation. Les tiroirs cylindriques sont plus sujets au coincement,

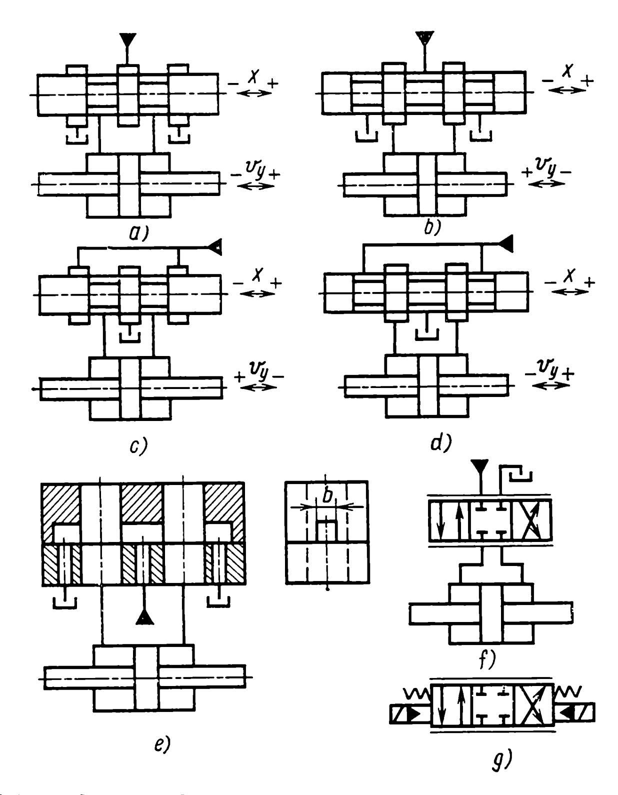


Fig. 36. Schémas de raccordement des distributeurs à tiroirs à quatre orifices au vérin hydraulique et leurs symboles

à cause des impuretés solides qui pénètrent dans le jeu radial. Par contre, avec un tiroir plan, on peut soit annuler le jeu radial par une disposition constructive appropriée, évitant ainsi toute possibilité d'encrassement, soit prévoir le recul de l'une des surfaces conjuguées en cas de pénétration d'une particule solide dans le jeu radial.

Les schémas des distributeurs étrangleurs à tiroirs à quatre orifices sont donnés sur la figure 36, *a-e*. Ils diffèrent par le nombre des portées, le point de raccordement des canalisations de refoulement et de retour, le sens de la vitesse de déplacement v_y des vérins hydrauliques

pour le même sens de déplacement x du tiroir par rapport au point neutre, ainsi que par la forme des surfaces conjuguées (cylindriques ou planes). Leur point commun est qu'ils possèdent tous quatre orifices de restriction.

Aux cas où les particularités constructives du distributeur n'ont pas de grande importance, on utilise le symbole général de distributeur à tiroir à quatre orifices (fig. 36, *f*). A la différence des distributeurs fonctionnant en tout ou rien, deux lignes tracées au-dessous et au-dessus du symbole indiquent que le tiroir a une infinité de positions. Les trois cases sont celles des positions caractéristiques du tiroir, la position neutre correspondant à la case centrale et les positions extrêmes, aux cases extrêmes. Toutes les canalisations (lignes) d'alimentation, d'utilisation et de retour aboutissent à la case centrale.

Pour indiquer le mode de pilotage du tiroir, on ajoute aux cases extrêmes les symboles correspondants prévus par la Norme d'Etat GOST 2.781-68. C'est ainsi que le symbole de la figure 36, *g* désigne un distributeur à commande électrohydraulique où la position du tiroir est adaptée à l'ordre de pilotage au moyen des ressorts de centrage.

Caractéristiques d'un distributeur parfait à quatre orifices. Un distributeur parfait à tiroir est un ensemble d'organes de restriction réglables du type tiroir, dont le nombre correspond à celui des orifices.

Le schéma d'un distributeur parfait à quatre orifices est donné sur la figure 37, *a*. Les orifices sont numérotés de I à IV. Les paramètres sont affectés de signes. Admettons que la différence de pression p dans les chambres d'étranglement (dans les canalisations d'utilisation) soit positive si la charge qui la produit est opposée au déplacement à vide du récepteur. Le signe de la différence de pression dépendra alors du sens de déplacement du tiroir par rapport à sa position neutre. L'équation correspondante sera

$$p_A - p_B = \frac{x}{|x|} p.$$

Quand $x > 0$, ce sont les orifices II et IV qui entrent en action; quand $x < 0$, ce sont les deux autres (I et III). Le tiroir se déplaçant vers la droite, les débits dans les orifices correspondants dépendent de la différence de pression dans les orifices et de la valeur de déplacement du tiroir par rapport à sa position neutre:

$$Q_2 = \mu b x \sqrt{\frac{2(p_r - p_A)}{\rho}}$$

et

$$Q_4 = \mu b x \sqrt{\frac{2p_B}{\rho}}.$$

En explicitant p_A et p_B et en portant leurs valeurs dans l'équation de la différence de pression, on obtient après quelques transformations l'équation de la caractéristique statique généralisée d'un distributeur étrangleur parfait à tiroir à quatre orifices:

$$Q = \mu bx \sqrt{\frac{p_r - (x/|x|)\,p}{\rho}}. \qquad (2.5)$$

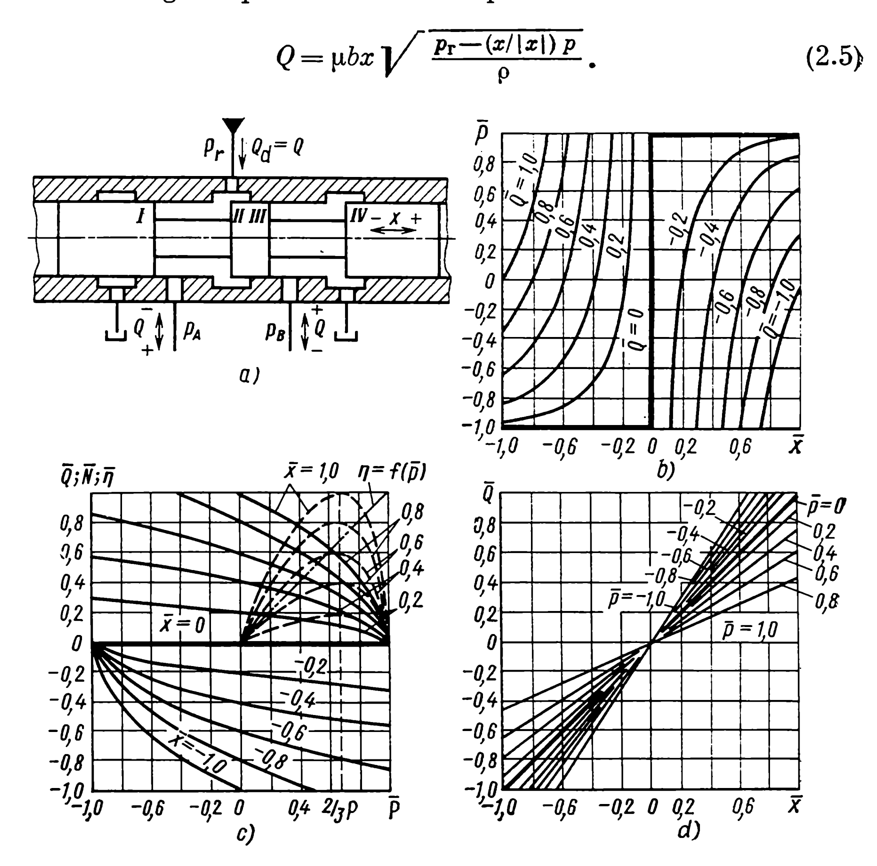


Fig. 37. Schéma et caractéristiques statiques d'un distributeur à tiroir parfait à quatre orifices

L'équation reste la même si le tiroir se déplace vers la gauche, à ceci près que les débits sont

$$Q_1 = \mu bx \sqrt{\frac{2p_A}{\rho}}$$

et

$$Q_3 = \mu bx \sqrt{\frac{2(p_r - p_B)}{\rho}}.$$

Le rapport $x/|x|$ s'écrit parfois sous forme symbolique sgn x; l'équation devient alors moins encombrante:

$$Q = \mu b x \sqrt{\frac{p_r - \operatorname{sgn} x \cdot p}{\rho}}. \qquad (2.6)$$

Pour pouvoir analyser l'équation de la caractéristique statique et comparer les caractéristiques du distributeur à quatre orifices avec celles des distributeurs d'autres types, on transcrit l'équation en prenant les grandeurs sans dimension:

$$\overline{Q} = \overline{x} \sqrt{1 - \frac{\overline{x}}{|\overline{x}|}\overline{p}} \text{ ou } \overline{Q} = \overline{x}\sqrt{1 - \operatorname{sgn} \overline{x} \cdot \overline{p}}. \qquad (2.7)$$

Cette expression s'obtient en divisant (2.5) et (2.6) membre à membre par le débit maximal Q_{max} pour $p = 0$:

$$Q_{max} = \mu b x_{max} \sqrt{\frac{p_r}{\rho}}. \qquad (2.8)$$

Par contre, en divisant les deux membres de ces équations par le débit maximal qui a lieu lorsque la pression de charge prend sa valeur négative maximale ($|-p| = p_r$), c'est-à-dire par

$$Q_{max} = \mu b x_{max} \sqrt{\frac{2p_r}{\rho}},$$

l'équation écrite au moyen de grandeurs sans dimension deviendra

$$\overline{Q} = \overline{x} \sqrt{\frac{1}{2}\left(1 - \frac{\overline{x}}{|\overline{x}|}\overline{p}\right)}$$

ou

$$\overline{Q} = \overline{x} \sqrt{\frac{1}{2}(1 - \operatorname{sgn} \overline{x} \cdot \overline{p})}.$$

Les courbes des caractéristiques statiques généralisées construites d'après les équations (2.7) sont représentées sur la figure 37, *b*, *c*, *d* en trait continu. L'analyse des équations et des courbes montre que le distributeur parfait à quatre orifices présente une non-linéarité notable, qui se traduit par une solution de continuité (saut) de la fonction au voisinage de la position neutre du tiroir. On s'assure sans peine de cette particularité en considérant la courbe de pression $\overline{p} = f(\overline{x})_{\overline{Q}=0}$ (fig. 37, *b*) dont le caractère « tout ou rien » est absolument évident. Les caractéristiques des distributeurs parfaits ne se prêtent donc pas à une linéarisation dans le voisinage de $x = 0$.

La puissance en amont du distributeur est directement proportionnelle à la pression de refoulement et au débit du distributeur:

$$N_{am} = Q_d p_r = Q p_r.$$

La puissance utile disponible sur le récepteur est définie par le débit des canalisations d'utilisation et par la pression de charge:

$$N = Q(p_A - p_B) = Qp.$$

Le rendement est donc égal à

$$\eta = \frac{N}{N_{am}} = \frac{p}{p_r} = \bar{p}.$$

La variation du rendement d'un distributeur parfait à quatre orifices en fonction de la pression de charge (sans dimension) est montrée en trait mixte sur la figure 37, *c*.

Pour les pressions de charge positives, la puissance utile s'écrit, compte tenu de (2.5), comme suit :

$$N = \mu bx \sqrt{\frac{p_r^3}{\rho}}\, \bar{p} \sqrt{1-\bar{p}}. \qquad (2.9)$$

En dérivant cette expression par rapport à $\bar{p}$ et en l'annulant, on obtient $\bar{p} = 2/3 \approx 0,668$, ce qui veut dire que la courbe de puissance utile admet un maximum pour la pression de charge $p = 2/3 p_r$. Alors, pour connaître la puissance maximale du distributeur dans le cas du déplacement maximal du tiroir, il suffit de porter la valeur de $\bar{p} = 2/3$ dans la formule (2.9). Il vient

$$N_{max} = 0,384 \mu b x_{max} \sqrt{\frac{p_r^3}{\rho}}.$$

Connaissant cette valeur de puissance maximale, on peut introduire une notion fort commode pour l'analyse, à savoir : la puissance maximale sans dimension

$$\bar{N} = \frac{N}{N_{max}} = 2,67 \bar{x}\bar{p} \sqrt{1-\bar{p}}.$$

La dépendance entre la puissance sans dimension et la pression de charge sans dimension est illustrée par les courbes en trait interrompu de la figure 37, *c*.

L'analyse des courbes de la puissance et du rendement montre que le distributeur parfait à quatre orifices a un rendement de 0,668 quand la pression de charge correspond au maximum de puissance utile ; en d'autres termes, un distributeur de ce type possède un rendement assez élevé.

Caractéristiques d'un distributeur réel à quatre orifices. A la différence des distributeurs parfaits, les distributeurs réels à tiroirs (fig. 38, *a*) présentent un jeu radial δ. De surcroît, ils possèdent un petit recouvrement axial positif, généralement de l'ordre de 2 à 5δ. Dans le cas parfait, il n'y a que deux orifices de restriction ; dans le cas réel, le fluide est étranglé dans chacun des quatre orifices. Il s'ensuit que les caractéristiques d'un distributeur réel deviennent plus continues dans le domaine des faibles déplacements du tiroir, leur non-linéarité essentielle disparaît (fig. 38, *b*, *c*) et elles se prêtent mieux à une linéarisation. Il est à noter que la courbe de débit d'un distributeur réel est moins raide sur la portion initiale qu'au milieu, à cause du jeu radial (fig. 38, *d*).

Grâce à l'existence d'un jeu réel, l'augmentation du recouvrement axial positif n'entraîne pas l'apparition d'une zone morte sur les courbes de débit et de pression; tout au plus deviennent-elles moins raides sur les portions initiales. Quant à la courbe de pression,

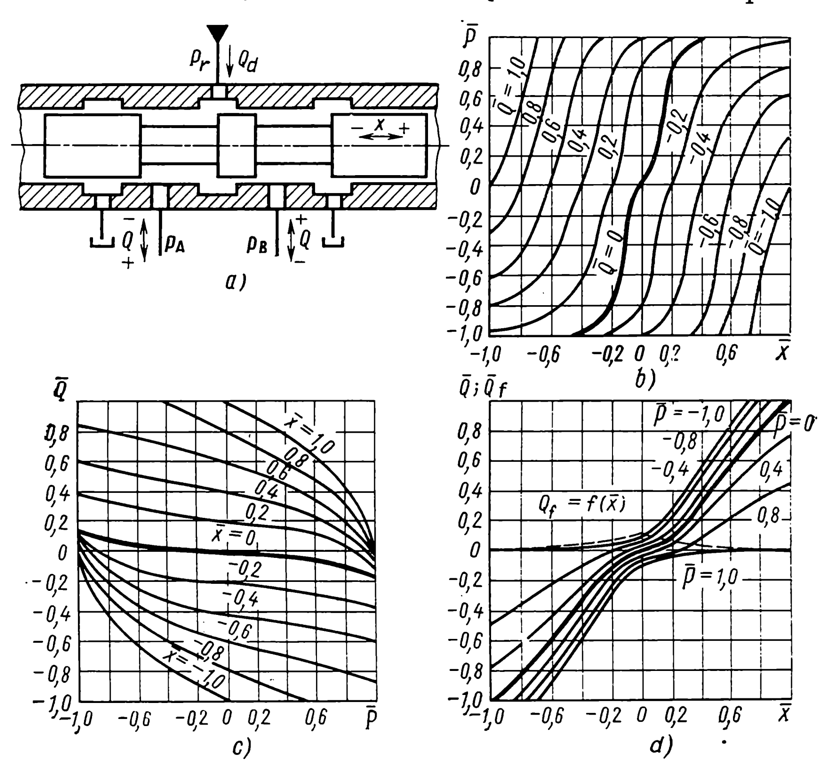


Fig. 38. Schéma et caractéristiques statiques d'un distributeur à tiroir réel à quatre orifices

sa pente sur la portion initiale ne commence à décroître qu'au moment où le recouvrement positif devient deux ou trois fois supérieur au jeu radial.

Compte tenu de ce qui précède, l'équation linéarisée d'un distributeur réel à quatre orifices s'écrira sous forme de deux équations indépendantes:

$$Q = k_{Qx}x - k_{Qp}p$$

et

$$p = k_{px}x - k_{pQ}Q,$$

qui sont valables toutes les deux dans le domaine des faibles déplacements du tiroir par rapport à sa position neutre. Les coefficients

de ces équations vérifient les égalités

$$\frac{k_{Qx}}{k_{px}} = k_{Qp} = \frac{1}{k_{pQ}}$$

ou

$$\frac{k_{px}}{k_{Qx}} = k_{pQ} = \frac{1}{k_{Qp}}.$$

Il suffit donc, pour pouvoir appliquer ces équations linéarisées, de connaître deux coefficients.

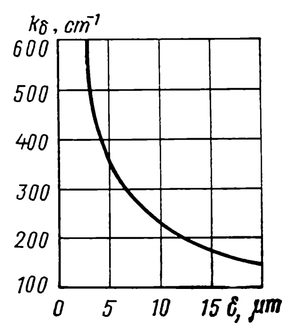


Fig. 39. Variation du coefficient de proportionnalité entre le coefficient de pente de la courbe de pression et la pression d'alimentation en fonction de la valeur absolue du jeu radial du tiroir d'un distributeur réel à quatre orifices

Le coefficient de pente de la courbe de débit se laisse déduire de l'équation (2.8) en annulant la pression de charge:

$$k_{Qx} \approx \frac{Q_M}{x_M} = \mu b \sqrt{\frac{p_r}{\rho}}.$$

Le coefficient de pente de la courbe de pression se définit, dans un distributeur réel, par le jeu radial δ et la pression d'alimentation $p_{al} = p_r - p_{ret}$. Sa formule approchée est

$$k_{px} \approx k_{\delta} p_{al}.$$

La valeur du coefficient k_{δ}, fonction de la valeur absolue du jeu radial δ, se lit sur la courbe de la figure 39.

§ 7. Forces exercées sur les tiroirs

Les forces appliquées aux tiroirs des distributeurs étrangleurs sont susceptibles d'affecter sérieusement les caractéristiques statiques et dynamiques des systèmes de commande utilisant ces distributeurs. Il ne faut pas croire cependant que cette influence est toujours préjudiciable au fonctionnement du système: au contraire, on cherche parfois à augmenter les sollicitations en question pour améliorer les propriétés dynamiques.

Parmi les forces exercées sur les tiroirs, on distingue les forces d'oblitération, de frottement sec, de frottement visqueux et les

forces hydrodynamiques. Il s'agit dans chaque cas de la *composante axiale* de la force, qui offre le plus d'intérêt du point de vue du pilotage des tiroirs.

En cas d'emploi d'un fluide visqueux, tel qu'une huile minérale à une température dépassant 290 K, le frottement visqueux dans le tiroir est négligeable, surtout quand le tiroir est piloté par un dispositif de forte puissance, par exemple un amplificateur. Au contraire, les forces de frottement visqueux doivent obligatoirement être prises en considération chaque fois que l'effort de pilotage est limité: la détermination des forces de frottement visqueux se fait par voie empirique, le calcul précis n'étant possible que pour des surfaces conjuguées élémentaires. Or, la géométrie du tiroir et des éléments de pilotage est assez compliquée, si bien que la méthode analytique ne donne que des chiffres approximatifs.

Les forces d'oblitération et de frottement sec varient dans le temps. Elles croissent exponentiellement en fonction du temps d'immobilisation du tiroir, ce qui empêche de faire une distinction entre elles.

Les nouvelles méthodes d'usinage des surfaces du tiroir et de la chemise et les nouvelles dispositions constructives permettent d'annuler pratiquement les forces de frottement sec. On constate que les forces d'oblitération sont si petites devant les autres qu'on peut les négliger. Par contre, le processus d'oblitération lui-même joue un rôle non négligeable lorsque les forces hydrostatiques radiales sont mal équilibrées: il détruit l'équilibre des pressions dans les éléments d'étanchéité des distributeurs à tiroirs.

Forces de frottement sec. L'apparition des forces de frottement sec et leur augmentation en fonction du temps d'immobilisation du tiroir sont expliquées principalement par l'existance d'aspérités microscopiques sur les surfaces conjuguées glissantes du tiroir et de la chemise. A l'instant qui suit l'arrêt du tiroir, les saillies microscopiques des surfaces conjuguées sont séparées par une couche de fluide. A partir de cet instant, les surfaces commencent à se rapprocher, par le jeu des forces mal équilibrées, et à chasser le liquide des creux microscopiques. C'est précisément la vitesse d'évacuation du liquide qui définit la rapidité du rapprochement des surfaces. Les saillies s'engagent dans les creux.

Au moment du démarrage, le tiroir se sépare de la chemise grâce à la décomposition de l'effort axial appliqué sur les surfaces inclinées des saillies microscopiques; le liquide vient remplir le jeu qui se forme. L'effort à appliquer sera donc d'autant plus considérable que le tiroir est resté plus longtemps au repos.

Il est à noter qu'au moment initial certaines saillies microscopiques se déforment, ce qui conduit aux variations des forces axiales et, à la longue, à la dégradation des surfaces glissantes.

On voit apparaître une force axiale supplémentaire, dont la nature est assez apparente à celle du frottement sec, quand une par-

ticule solide pénètre entre le tiroir et la chemise. Cela provoque quelquefois le coincement du tiroir. Le danger est très grand ; pour l'éviter, il convient de protéger soigneusement le jeu radial. Il y a aussi des cas où, la pression étant supprimée, la chemise se resserre et fait diminuer le jeu radial à tel point que les particules microscopiques dures pénétrées dans le jeu viennent s'incruster dans les surfaces de glissement ; en plus de la dégradation des surfaces, cela peut provoquer le coincement.

La valeur des forces de frottement sec est principalement fonction de la qualité du fini des surfaces, de la hauteur des aspérités microscopiques, de l'importance du déséquilibre des forces en action et de la dureté des particules étrangères. Il convient de noter que les impuretés goudronneuses peuvent aussi perturber le fonctionnement d'un tiroir.

Une des causes du frottement sec est la distribution non uniforme des pressions dans le jeu annulaire. La distribution correcte est

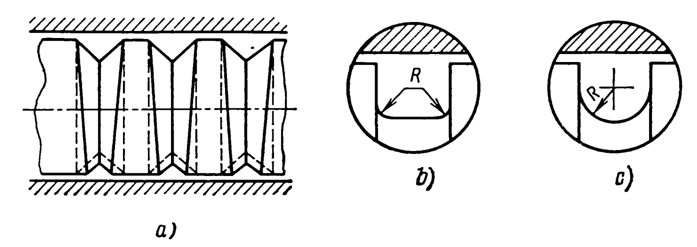


Fig. 40. Types des gorges d'équilibrage pratiquées sur les tiroirs cylindriques

perturbée par le phénomène d'oblitération, ainsi que par l'imperfection géométrique des surfaces du distributeur : conicité, ovalisation, polygonation, forme en tonneau, etc. D'autre part, les forces de pression entraînent souvent la déformation de la chemise dont la géométrie était parfaite à l'origine.

Un moyen très simple de diminuer l'influence des forces hydrostatiques radiales mal équilibrées exercées sur le tiroir cylindrique consiste à pratiquer des *gorges d'équilibrage*, appelées aussi *gorges de détente* (voir fig. 5, *b*, *c*). Notons que le profil triangulaire est à éviter, car une gorge ayant ce profil conserve rarement une largeur uniforme tout autour du tiroir : on voit sur la figure 40, *a* le profil théorique de la gorge en trait interrompu, et son profil réel, en trait plein. On comprend donc que les parois de la gorge doivent être bien perpendiculaires à la surface cylindrique du tiroir (quelques exemples de réalisation sont montrés sur la figure 40, *b*, *c*).

Le nombre des gorges, leur largeur et le profil du fond sont choisis en fonction des conditions d'utilisation concrètes du distributeur et des possibilités d'usinage. Sauf s'il s'agit d'une saignée annulaire, la largeur de la gorge varie entre 0,3 et 0,8 mm, la longueur de la portée (distance entre deux gorges voisines) entre 0,5 et 1,5 mm, et

la profondeur n'est jamais inférieure à 0,3 mm. Les saignées sont pratiquées dans le cas où les fuites considérables dans le jeu ne sont pas à craindre.

Un autre inconvénient du profil triangulaire de la gorge consiste en ce que les surfaces inclinées (fig. 41, *a*) favorisent l'introduction de

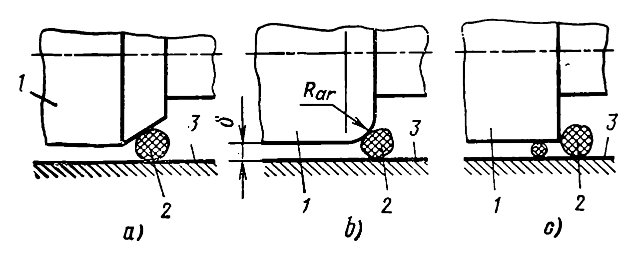


Fig. 41. Effet de la forme de l'arête du tiroir sur la possibilité de pénétration des particules:

1 — portée du tiroir; *2* — particule (impureté); *3* — chemise

grosses particules étrangères dans le jeu au cours du déplacement axial du tiroir. Un rayon d'arrondi trop grand des arêtes conduit aux mêmes conséquences (fig. 41, *b*).

La figure 41, *c* illustre l'effet de l'arête vive. Les particules de grande taille sont repoussées; quant aux petites particules qui arrivent à pénétrer dans le jeu, elles présentent un risque de coincement moins grave.

Compte tenu de ce qui précède, on cherche à faire le rayon d'arrondi moins grand que la largeur du jeu ($R_{ar} < \delta$). Cependant, ce rayon reste supérieur à 0,05 mm, vu les difficultés d'usinage.

Afin de diminuer les forces de frottement sec, on cherche à réduire autant que possible, au moyen d'un mouvement approprié, la durée d'immobilisation de l'une des surfaces en contact, de façon à empêcher l'engagement des saillies dans les creux. A cet effet, un moteur miniature spécial (électrique, hydraulique ou pneumatique) entraîne en rotation soit le tiroir, soit sa chemise. Une autre solution consiste à utiliser comme chemise de tiroir l'arbre d'une pompe à engrenages animé de rotation.

Un moyen efficace de diminuer le frottement sec consiste à faire osciller le tiroir ou la chemise; on entend par là que ces éléments sont animés d'un mouvement alternatif de translation ou de rotation caractérisé par une faible amplitude et une fréquence assez élevée. L'amplitude des oscillations ne dépasse pas 3 à 10 % de la course maximale du tiroir; la fréquence varie entre 300 et 1800 s^{-1}.

Les facteurs qui déterminent l'efficacité des oscillations sont:

— l'absence de points d'immobilisation prolongée;

— l'annulation de la composante axiale totale des forces de frottement sec pendant une période prolongée en raison des changements de signe fréquents de la vitesse du tiroir soumis aux oscillations harmoniques.

Cette dernière circonstance est explicitée par les courbes de la figure 42. Les mouvements du tiroir ont un caractère harmonique (courbe de haut). Aux points extrêmes supérieurs et inférieurs, la vitesse dx/dt change de signe. En première approximation, la force de frottement sec s'écrira sous la forme

$$P_{fr} = |P_{fr}| \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt}.$$

En présence d'un mouvement oscillatoire, la force de frottement sec peut être assimilée à la somme des rectangles de polarité opposée qui se succèdent avec la fréquence d'oscillation (courbe de bas). Leur aire de surface totale calculée pour un laps de temps prolongé tend vers 0, de même que la force de frottement sec.

Le déplacement relatif du tiroir et de la chemise ne peut être utilisé que si tous les autres moyens de diminuer le frottement sec s'avèrent impossibles ; en effet, un tel déplacement occasionne l'usure

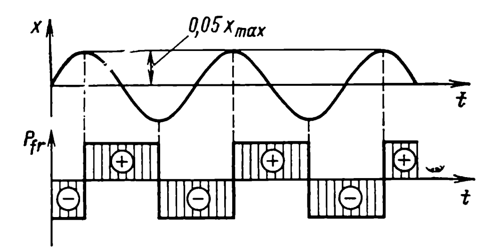


Fig. 42. Variation de la force de frottement sec en fonction du mouvement oscillatoire harmonique du tiroir

Fig. 43. Apparition d'un effort radial, tendant à appliquer le tiroir sur sa chemise, due à un montage mal conçu du ressort

prématurée des surfaces en contact. D'autre part, le mouvement oscillatoire provoque un dégagement de chaleur aux points de contact, qui modifie la structure du matériau et diminue la dureté. On voit apparaître des arrachements, le frottement augmente et, au bout d'un certain temps, la puissance de l'oscillateur devient insuffisante pour le démarrage du tiroir.

L'apparition de la composante radiale accentuant le frottement sec peut être due à un mauvais montage des ressorts qu'on place souvent aux extrémités du tiroir pour garantir le déplacement du tiroir proportionnel au signal d'entrée. Un cas de disposition incorrecte du ressort *2* sollicitant l'extrémité du tiroir *1* est illustré sur la figure 43. Une assise mal étudiée des spires extrêmes du ressort conduit à la décomposition de la force du ressort P_r en composante axiale $P_{r.ax}$ et composante radiale $P_{r.rad}$, cette dernière atteignant quelquefois 20 à 30 % de la force du ressort.

Pour diminuer la composante radiale de la force du ressort, on installe les ressorts sur des pièces d'appui spéciales (fig. 44, *a-c*).

Le montage de la figure 44, *a* est très fréquent. On l'utilise pour

le centrage du tiroir dans une servovalve électrohydraulique sans asservissement interne. L'alésage central de la face en bout du tiroir *1* reçoit un cône saillant *3*, qui peut d'ailleurs être fait d'une seule pièce avec le tiroir. Un autre cône saillant est placé sur un bouchon *7* monté dans la chemise *2*. Les cuvettes *4* et *6*, qui constituent les pièces d'appui du ressort, présentent chacune un cône rentrant dont l'angle au sommet est de π/6 rad plus grand que celui du cône saillant correspondant du tiroir et de la chemise (le cône saillant a un

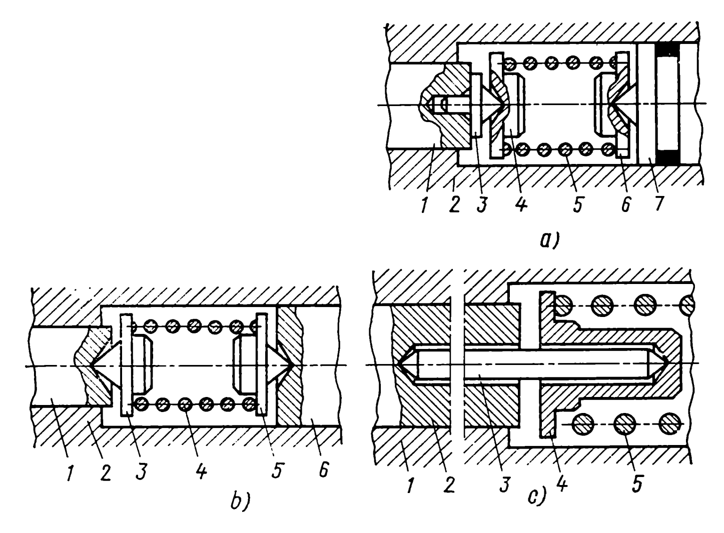


Fig. 44. Exemples de montage correct des ressorts de centrage des tiroirs: *a*: *1* — tiroir; *2* — chemise; *3* — cône; *4*, *6* — cuvettes; *5* — ressort; *7* — bouchon; *b*: *1* — tiroir; *2* — chemise; *3*, *5* — cuvettes; *4* — ressort; *6* — bouchon; *c*: *1* — chemise; *2* — tiroir; *3* — broche; *4* — cuvette; *5* — ressort

angle au sommet entre π/2 et 3/4π rad). Les sommets des cônes sont arrondis à un rayon de 0,1 à 0,5 mm, en fonction de la dureté du matériau et de l'effort des ressorts de centrage. Le ressort *5* prend appui sur les portées cylindriques des cuvettes *4* et *6*.

Avec une telle disposition, la force de frottement sec du tiroir est de plusieurs centaines de fois plus petite que dans le cas de la figure 43, grâce à la diminution de la composante radiale de l'effort des ressorts.

Dans certains cas (fig. 44, *b*) le cône rentrant est pratiqué sur le tiroir *1*, tandis que le cône saillant est porté par la cuvette *3*.

Lorsque le tiroir a un diamètre considérable ($d_t > 10$ mm), le ressort est installé comme il est montré sur la figure 44, *c*. Le tiroir *2* et la cuvette d'appui du ressort *4* présentent chacun un trou central borgne à cône rentrant au fond, destinés à recevoir une broche *3* dont les extrémités sont munies de cônes saillants. La portée de la cuvette *4* servant d'appui aux spires mortes du ressort *5* est située plus près du tiroir que le point de contact cône saillant-cône rentrant

dans la cuvette. Si un tel montage est réalisé du côté du tiroir, on peut adopter un système d'installation simplifié du ressort du côté opposé (par exemple le schéma de la figure 43).

Avec un fluide hydraulique de faible viscosité, afin de supprimer complètement toute possibilité de contact entre les surfaces, on utilise certaines méthodes qui garantissent un jeu permanent entre les surfaces en mouvement relatif.

Un des dispositifs à jeu garanti est le palier hydrostatique. Or, ce dispositif est difficile à adapter aux distributeurs de faibles dimensions ; en outre, son fonctionnement entraîne un très fort débit de fuite improductif, ce qui grève son emploi dans les distributeurs à tiroir. On ne le rencontre que dans les systèmes de régulation des turbines à eau.

Un moyen beaucoup plus simple d'assurer un jeu garanti entre les surfaces est la suspension mécanique du tiroir, qui est plus facile à réaliser sur un tiroir plat.

Le distributeur à quatre orifices représenté sur la figure 45 a un tiroir plat suspendu à l'aide de lames-ressorts particulières garantissant un jeu permanent. Le tiroir *4*, fabriqué en une seule pièce avec

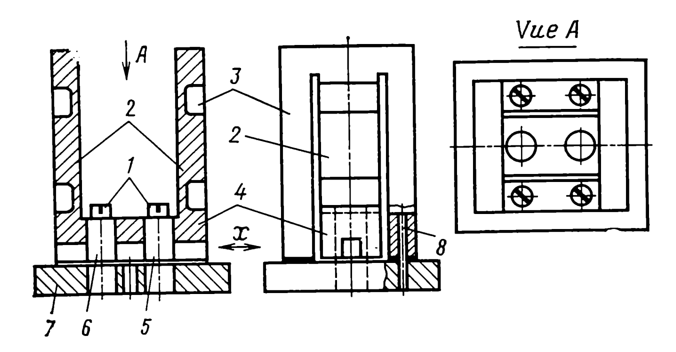


Fig. 45. Distributeur à quatre orifices avec jeu garanti entre tiroir et semelle :
1 — vis de fixation ; *2* — pièces de suspension ; *3* — supports ; *4* — tiroir ; *5*, *6* — bouchons ; *7* — semelle ; *8* — goujons

les pièces de suspension *2* et les supports *3*, vient se fixer sur la semelle *7* au moyen de vis *1* et de goujons *8*. Les extrémités amincies des pièces de suspension *2* font office d'articulations. Les orifices du tiroir *4*, dans lesquels viennent s'emmancher des bouchons *5*, *6*, sont réalisés en un seul perçage avec les orifices de la semelle *7*. Le jeu garanti entre le tiroir *4* et la semelle *7* est assuré en plaçant entre les supports *3* et la semelle *7* des joints en feuille métallique dont l'épaisseur détermine la valeur initiale du jeu garanti δ_0.

La pression exercée sur la surface inférieure du tiroir fait naître une force verticale qui tend à augmenter le jeu δ. L'action de la pression sur la surface utile du tiroir est représentée schématiquement sur la figure 46, *a*. Le schéma cinématique de la suspension du

tiroir (fig. 46, *b*) permet de voir que le jeu est d'autant plus grand que le tiroir s'est écarté plus fortement de sa position neutre. On voit apparaître en même temps une composante axiale de la pression

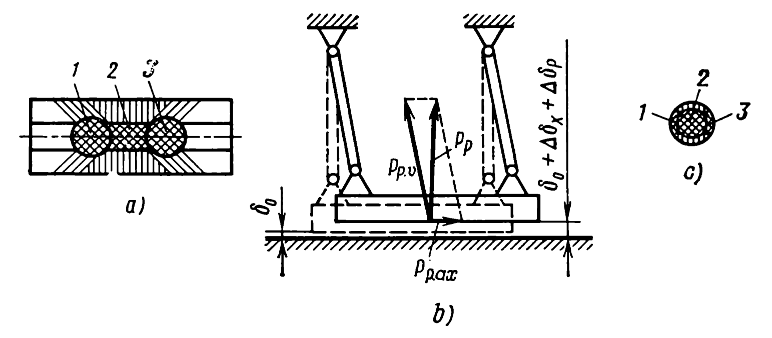


Fig. 46. Répartition des pressions sur les surfaces utiles des tiroirs plats (*a*, *c*) et schéma cinématique de suspension du tiroir plat (*b*):
1 et *3* — pression dans les chambres d'étranglement; *2* — pression de refoulement

$P_{\text{p.ax}}$, qui a pour effet, elle aussi, d'éloigner le tiroir de sa position neutre.

Le jeu δ entre le tiroir décalé et sa semelle se compose donc d'un jeu initial δ_0, d'un jeu supplémentaire dû à l'inclinaison des éléments de suspension $\Delta\delta_x$ et d'un troisième jeu $\Delta\delta_p$ qui apparaît à la suite de la déformation des pièces de suspension par les forces de pression. Ce dernier facteur revêt une importance considérable pour les tiroirs des types montrés sur les figures 36, *e* et 45, car il fait naître un jeu deux ou trois fois supérieur au jeu initial. En outre, un distributeur de ce type présente une dérive du zéro importante, causée par la variation de la pression d'alimentation et des pressions dans les enceintes sous les bouchons, en raison de la raideur finie des éléments de suspension.

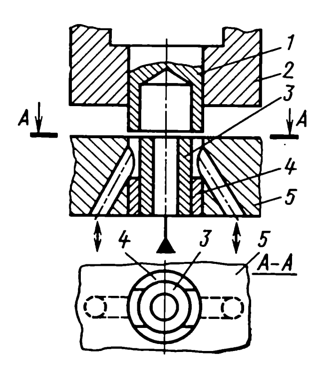


Fig. 47. Distributeur à tiroir plat à quatre orifices avec des petites surfaces conjuguées du tiroir et de la semelle

La construction montrée sur la figure 47 permet de réduire très sensiblement l'effort qui repousse le tiroir plat de sa semelle. Le système de suspension, analogue à celui de la figure 45, n'est pas représenté.

Le tiroir *2* et la semelle *5* sont percés d'un trou débouchant à l'état assemblé. Le trou du tiroir *2* reçoit un bouchon *1* emmanché à la presse et muni d'un alésage borgne au centre. Dans le trou de la semelle *5* vient s'emmancher une douille *4* dotée d'une encoche rectangulaire à son extrémité supérieure. Cette douille reçoit à son tour une seconde douille *3* emmanchée à la presse. L'enceinte formée par

les encoches rectangulaires de la douille *4* et les surfaces enveloppantes constituent les chambres d'étranglement du distributeur. Deux percements obliques acheminent le fluide hydraulique des chambres d'étranglement aux chambres de travail du récepteur. C'est la largeur de l'encoche de la douille *4* qui définit la section de passage du distributeur. Le schéma d'action de la pression sur la surface utile d'un tel tiroir est montré sur la figure 46, *c*, à la même échelle que sur la figure 46, *a*. En comparant ces deux schémas, on s'assure que l'effort de repoussement exercé sur le tiroir de la figure 47 est très inférieur à celui qui agit sur le tiroir de la figure 45.

Forces hydrodynamiques axiales. Une des principales composantes des forces exercées sur le tiroir est la force hydrodynamique axiale. Dans un distributeur à tiroir à quatre orifices pour $p_{al} = 21$ MPa

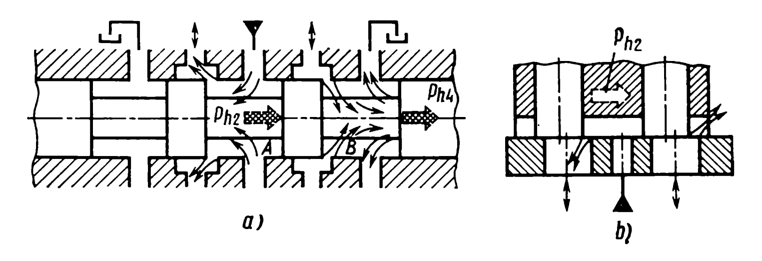


Fig. 48. Schémas d'action des forces hydrodynamiques axiales:
a— dans un distributeur à quatre orifices avec tiroir cylindrique à quatre portées; *b* — dans un distributeur à quatre orifices avec tiroir plat

et $Q_{max} = 150$ cm³/s, elle varie entre 15 et 20 N. Le débit s'élevant à 1500 cm³/s, la force axiale présente une croissance de plusieurs dizaines de fois.

La force hydrodynamique axiale est due à l'action du fluide hydraulique traversant les orifices et les enceintes du distributeur sur le tiroir de celui-ci.

Soit un distributeur étrangleur à quatre orifices muni d'un tiroir à quatre portées (fig. 48, *a*). La force hydrodynamique axiale sollicitant un tel tiroir se décompose en deux forces.

La première composante P_{h2} (le chiffre en indice inférieur correspond au numéro de l'orifice de distribution en comptant de gauche à droite) est due à la réaction du fluide sortant de la chambre d'étranglement *A*. Elle tend à provoquer la fermeture de l'orifice de passage. Son équation est

$$P_{h2} = -\rho Q v_2 \cos \theta_2.$$

La seconde composante P_{h4} apparaît lorsque le fluide pénétrant dans l'enceinte de retour du distributeur vient frapper sur la face de la portée du tiroir. Puisque la vitesse moyenne de collision est différente de celle du fluide traversant l'orifice de distribution, il

existe un facteur de proportionnalité k_h qui exprime la relation entre la force hydrodynamique axiale, le débit Q et la vitesse de fluide dans l'orifice v_4:

$$P_{h4} = -k_h \rho Q v_4.$$

Cette composante, de même que la première, tend à provoquer la fermeture de l'orifice de passage du distributeur.

En plus des composantes dues à l'action de l'écoulement permanent sur le tiroir, il peut y avoir des composantes définies par la variation de la vitesse du fluide dans les enceintes correspondantes du distributeur. La valeur de la composante vitesse se définit dans chaque cas en fonction de la vitesse de variation de débit et de la longueur axiale l_Q de l'écoulement traversant la chambre en question:

$$P_{hv} = \rho l_Q \frac{dQ}{dt}.$$

Dans les distributeurs à tiroir cylindrique, les longueurs axiales des écoulements dans les chambres de haute pression et de retour sont pratiquement égales, tandis que les sens des débits sont opposés; aussi, dans la pratique, la composante dynamique (vitesse) de la force axiale est-elle négligée.

L'équation suivante exprime la force hydrodynamique axiale appliquée au tiroir d'un distributeur à quatre orifices (fig. 48, *a*), compte tenu des composantes dues à l'effet de l'écoulement permanent et du signe de la force axiale:

$$P_h = P_{h2} + P_{h4} = P_{h3} + P_{h1} = -\rho Q v (\cos\theta + k_h).$$

Dans les distributeurs réels, le facteur k_h varie généralement entre 0,7 et 0,9, en fonction de la géométrie du distributeur.

Pour un distributeur à tiroir parfait (voir fig. 48, *a*) adapté à un vérin hydraulique fonctionnant à vide ($\mu_t = 0{,}75$; $\cos\theta = 0{,}36$; $k_h = 0{,}8$), en admettant que $v = \mu_t \sqrt{p_r/\rho}$, on calcule la force hydrodynamique axiale à l'aide d'une formule approchée:

$$P_h \approx -0{,}87 \sqrt{\rho p_r}\, Q. \qquad (2.10)$$

Dans un distributeur à tiroir plat (fig. 48, *b*), le fluide s'échappant de l'enceinte située sous le bouchon n'attaque pas le tiroir. La force hydrodynamique axiale n'est donc provoquée que par la réaction du fluide s'échappant de la chambre de haute pression pratiquée dans le tiroir mobile:

$$P_h = P_{h2} = P_{h3} = -\rho Q v \cos\theta \approx -0{,}27 \sqrt{\rho p_r}\, Q. \qquad (2.11)$$

Il ressort de (2.10) et (2.11) que la force hydrodynamique axiale exercée sur le tiroir du distributeur adapté à un vérin hydraulique non chargé est proportionnelle au débit des canalisations d'utilisation.

Dans un distributeur réel, la relation entre le débit d'utilisation et la force hydrodynamique axiale, ainsi que chacune de ses composantes, n'a pas un caractère rigoureusement linéaire, à cause du jeu radial et de la déviation variable du jet de fluide. On le remarque sur la figure 49 dont les courbes traduisent la variation de la force hydrodynamique axiale sans dimension $\bar{P}_h$ en fonction du débit sans dimension $\bar{Q}$. Par force hydrodynamique axiale sans dimension $\bar{P}_{hi}$, on entend le rapport de sa valeur courante P_{hi} à sa valeur maximale $P_{h.max}$ pour le déplacement maximal du tiroir $x = x_{max}$, le distributeur étant adapté à un vérin fonctionnant à vide ($p = 0$).

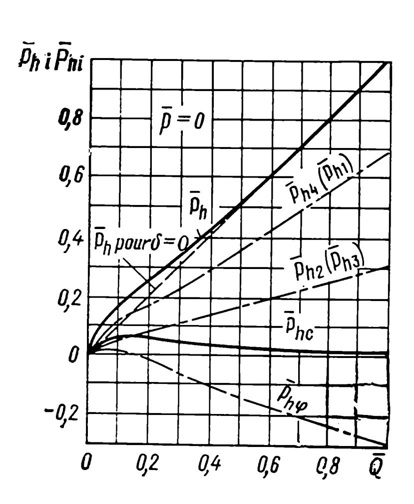


Fig. 49. Variation de la force hydrodynamique axiale et de ses différentes composantes exercées sur le tiroir en fonction du débit d'utilisation

Il existe plusieurs moyens, fondés sur des principes différents, qui permettent de diminuer la force hydrodynamique axiale. Par exemple, on peut augmenter l'angle de déviation du jet θ_{sor} en adoptant un angle au sommet du cône du tiroir α_t plus grand. Ce procédé ne peut servir que si les composantes P_{h4} et P_{h1} sont nulles (cas de la figure 48, *a*). Un autre procédé connu consiste à créer, dans des volumes particuliers des chambres de travail du distributeur, une différence de pression en agissant sur le débit total à travers le distributeur. Or, cette différence de pression est proportionnelle au carré du débit, tandis que la force axiale dépend d'une façon presque linéaire du débit, ce qui fait que la compensation de la force hydrodynamique axiale ne s'obtient que dans une gamme de débits très restreinte. En outre, ce dernier procédé demande des modifications constructives assez notables.

Le moyen le plus efficace et suffisamment simple de compenser la force hydrodynamique exercée sur le tiroir consiste à profiter de la réaction dynamique du jet. Le tiroir du distributeur montré sur la figure 50, *a* est muni de portées profilées. Plus exactement, son profil présente des surfaces coniques d'angle au sommet φ_p placées en regard des orifices de retour. L'angle au sommet est calculé en sorte que le jet fluide entrant dans la chambre de retour sous l'angle θ_{ent} rencontre la surface conique sous l'angle φ_p et fasse naître une force axiale P_{h4} (P_{h1}) de valeur égale et de sens opposé à la force axiale P_{h2} (P_{h3}) produite par le fluide qui s'échappe de la chambre de haute pression sous l'angle θ_{sor}.

Les équations simultanées

$$P_{h2}\,(P_{h3}) = -\rho Qv \cos\theta_{sor};$$
$$P_{h4}\,(P_{h1}) = \rho Qv \cos(\varphi_p - \theta_{ent}) \sin\varphi_p;$$
$$P_{h4}\,(P_{h1}) - P_{h2}\,(P_{h3}) = 0$$

définissent la condition de compensation efficace de la force hydrodynamique axiale pour le cas de la figure 48, *a*:

$$\cos(\varphi_p - \theta_{ent}) \sin\varphi_p = \cos\theta_{sor}.$$

Connaissant les fonctions $\theta_{ent}(x)$ et $\theta_{sor}(x)$ définies par la géométrie du distributeur en question, on porte leurs valeurs dans la formule ci-dessus et l'on obtient l'angle au sommet du cône φ_p à donner à la portée profilée compensatrice du tiroir. Dans les distributeurs réels, l'angle au sommet φ_p varie généralement entre 0,4 et 0,7 rad, en fonction de la géométrie du tiroir.

La figure 49 illustre la variation des forces axiales sans dimensions exercées sur un tiroir profilé (force hydrodynamique $\bar{P}_{hc}$ et force compensatrice $\bar{P}_{h\varphi}$) en fonction du débit (sans dimension). On voit que les gorges profilées n'assurent pas une compensation

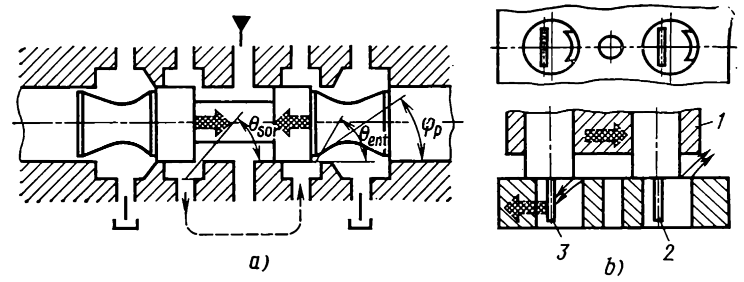


Fig. 50. Tiroirs équilibrés: *a* — cylindrique, *b* — plat

totale. Cela tient à ce que le jet fluide ne dévie que fort peu lorsque le débit est bas (cas des faibles déplacements du tiroir); la force augmente donc quand le fluide s'échappe de la chambre de haute pression (en raison de l'augmentation de $\cos\theta_{ent}$), tandis qu'on a $\theta_{ent} \leqslant \varphi_p$, lorsque le jet fluide entre dans la chambre de retour, si bien que l'effet de compensation disparaît.

Il faut noter cependant que, pour des grandes ouvertures, on arrive à obtenir une force de compensation $|P_{h\varphi}| > |P_{h2}\,(P_{h3})|$ en faisant augmenter φ_p dans les limites de θ_{ent}; ce phénomène s'appelle la *surcompensation*.

Avec le tiroir plat, on peut obtenir une compensation plus efficace en montant des chicanes *2*, *3* (fig. 50, *b*) sur les bouchons du tiroir plat *1*. La composante axiale de la réaction de l'écoulement est compensée alors par la composante axiale de la force dynamique du jet rencontrant la chicane: en effet, l'angle de sortie du jet est égal à l'angle d'incidence sur la chicane, les vitesses respectives étant égales elles aussi.

CHAPITRE III

AMPLIFICATEURS DE PUISSANCE HYDRAULIQUES

§ 1. Schémas d'amplification de puissance

Par *amplificateur de puissance hydraulique* (ou simplement *amplificateur hydraulique*), on entend un organe hydraulique dont la fonction consiste à transformer le déplacement ou le couple appliqué à l'entrée en déplacement de l'organe mobile d'un récepteur au moyen d'un fluide hydraulique fourni sous pression, afin de commander un distributeur, une soupape, un organe de restriction réglable, une pompe réglable, un moteur hydraulique réglable ou un autre appareil de commande quelconque.

L'amplification de la puissance transmise par l'amplificateur hydraulique se réalise grâce à l'apport d'énergie assuré par une source d'alimentation hydraulique (une pompe, un accumulateur hydraulique) qui envoie du fluide hydraulique sous pression.

En fonction du nombre de distributeurs étrangleurs montés en série et acheminant le signal de commande vers le récepteur, on distingue les amplificateurs à un étage, à deux étages et multiétage. Très généralement, on utilise des amplificateurs à simple étage.

Les amplificateurs hydrauliques diffèrent entre eux d'après le type de distributeur du premier étage, ainsi que par la nature du dispositif assurant la proportionnalité entre le déplacement de sortie et le signal de commande.

Tout amplificateur de puissance hydraulique comprend obligatoirement un ou plusieurs distributeurs étrangleurs branchés en série, un organe récepteur et un dispositif qui asservit le déplacement de l'élément mené du récepteur au signal de commande.

Dans les systèmes de commande électrohydraulique à distance, on utilise très largement des amplificateurs appelés *servovalves électrohydrauliques*, qui transforment le signal d'entrée sous forme de courant électrique en déplacement du récepteur. Il existe aussi des servovalves dont le signal de sortie est un débit hydraulique.

D'après le procédé employé pour assurer la proportionnalité entre le déplacement de sortie et le signal d'entrée, on distingue des amplificateurs sans asservissement (en position), avec asservissement cinématique, avec asservissement hydromécanique et avec asservissement de force (en position du récepteur).

Amplificateurs hydrauliques sans asservissement. La figure 51 donne un schéma d'amplification de puissance hydraulique sans asservissement; on y voit un distributeur étrangleur *1*, un vérin hydraulique *3* et des ressorts de rappel *2*. Le distributeur fonctionnant dans un tel schéma doit assurer obligatoirement une différence de pression dans ses chambres d'étranglement proportionnelle au déplacement de son élément de commande; on utilise donc soit un distributeur du type palette-tuyère à deux ou à quatre orifices, soit un distributeur à jet dynamique, soit enfin un distributeur à tiroir à quatre orifices à recouvrement négatif (à fuites permanentes) tel qu'on le voit sur la figure 51. Chaque fois que le tiroir *1* s'écarte de sa position neutre, il se produit une différence de pression dans les chambres de travail du vérin *3*, et la tige de ce dernier s'écarte de sa position neutre jusqu'à une position en laquelle la force due à la compression des ressorts *2* compense celle engendrée par la différence de pression.

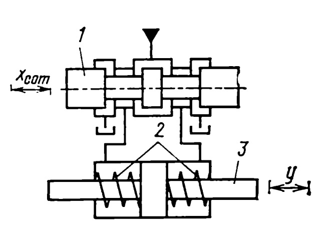


Fig. 51. Schéma d'amplification de puissance sans asservissement

Le comportement dynamique d'un système d'amplification hydraulique sans asservissement à charge nulle se laisse définir par un système d'équations différentielles, en admettant que tous les éléments soient linéaires.

L'équation des débits est

$$k_{Qx}x_{\text{com}} - k_{Qp}p_{\text{h}} = \frac{V_{\text{h}}}{2E}\frac{dp_{\text{h}}}{dt} + f_{\text{p}}\frac{dy}{dt}. \tag{3.1}$$

L'équation des pressions est

$$p_{\text{h}} = \frac{c_y}{f_{\text{p}}}\,y, \tag{3.2}$$

car la charge se réduit en l'occurrence à l'effort des ressorts de centrage *2*.

Dans les équations (3.1) et (3.2):

V_{h} = demi-volume total des chambres de travail du vérin, des chambres d'étranglement et des canalisations d'utilisation;

c_y = raideur des ressorts de centrage;

p_{h} = différence de pression dans les chambres de travail du vérin hydraulique.

La résolution simultanée des équations (3.1), (3.2) sous forme symbolique conduit à la fonction de transfert d'un système d'amplification de puissance sans asservissement:

$$\frac{y(s)}{x_{\text{com}}(s)} = \frac{\dfrac{k_{Qx}f_{\text{p}}}{k_{Qp}c_y}}{\dfrac{f_x^2}{k_{Qp}c_y}s + \dfrac{V_{\text{h}}}{2Ek_{Qp}}s + 1} = \frac{k_{px}\dfrac{f_{\text{p}}}{c_y}}{(T_{\text{h}} + T_{\text{c}})\,s + 1} = \frac{k_{\text{ah}}}{T_{\text{ah}}s + 1}. \tag{3.3}$$

En analysant la fonction obtenue, on remarque que la constante de temps de l'amplificateur hydraulique T_{ah} admet deux composantes: une constante de temps T_h calculée sans tenir compte de la compressibilité du liquide, et une constante de temps T_c définie par la compressibilité du liquide. Cette dernière composante est fonction du volume V_h et du module d'élasticité volumique du liquide hydraulique. Dans un système d'amplification de forte puissance, on a $T_c > T_h$.

Un tel schéma présente une série d'inconvénients, à savoir:

— il a un débit improductif permanent;

— la constante de temps est accrue, en raison de la compressibilité du liquide;

— le système est sensible à la charge extérieure, y compris au frottement sec.

Le système d'amplification sans asservissement s'est généralisé cependant dans les systèmes asservis électrohydrauliques, grâce à sa simplicité et à la facilité de réglage du distributeur du type palette-tuyère à deux orifices. Un tel système est utilisé en outre pour la préamplification dans les dispositifs de conduite, lorsque la transmission par timonerie entre l'opérateur et le vérin hydraulique est difficile ou impossible à réaliser.

Amplificateurs hydrauliques avec asservissement cinématique. Le système d'amplification avec asservissement cinématique, représenté sur la figure 52, *a*, se compose d'un distributeur étrangleur *1*, d'un levier *2* et d'un vérin hydraulique *3*. Le distributeur peut être d'un type quelconque, par exemple à tiroir avec recouvrement nul

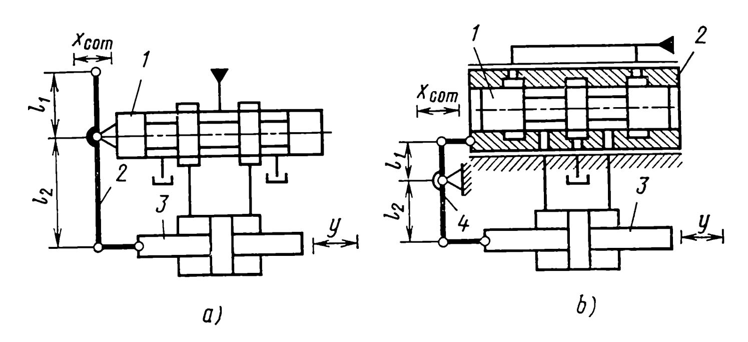


Fig. 52. Schéma d'amplification de puissance avec asservissement cinématique

ou avec un faible recouvrement positif. Ce dernier se distingue avantageusement des autres en ce qu'il présente des fuites minimes.

Chaque fois qu'on écarte l'extrémité supérieure (la manivelle) du levier *2* de sa position neutre, le tiroir du distributeur *1* se déplace en provoquant le déplacement de la tige du vérin hydraulique *3*. Ce dernier, en agissant sur l'extrémité inférieure du levier *2*, ramène-

ra le tiroir au neutre, si bien que la tige occupera une position asservie au déplacement de la manivelle.

Un autre schéma avec asservissement cinématique est donné sur la figure 52, *b*. Le distributeur étrangleur, constitué par un élément de distribution *1* (le tiroir) et un corps *2* (la chemise), est lié par un levier d'asservissement *4* au vérin hydraulique *3*. Le signal de commande, sous forme d'un déplacement du tiroir par rapport à sa chemise, a pour effet de déplacer la tige du vérin. Cette dernière, à son tour, met en mouvement la chemise par l'intermédiaire du levier en rattrapant la différence de position chemise-tiroir.

Un cas particulier de la disposition de la figure 52, *b* est un système dit à asservissement unitaire ($k_{yx} = 1$, $l_1 = l_2$). Dans ce cas le levier d'asservissement est absent, et le corps du distributeur est rendu solidaire soit de la tige du vérin (le cylindre étant immobile), soit au cylindre du vérin (la tige étant immobile).

Le modèle linéarisé du système d'amplification à charge nulle montré sur la figure 52, *b* se laisse définir par un système d'équations:

— l'équation des débits

$$k_{Qx}x = f_{\mathrm{p}} \frac{dy}{dt}\,; \tag{3.4}$$

— l'équation d'asservissement

$$x = x_{\mathrm{com}} - \frac{l_1}{l_2}\, y. \tag{3.5}$$

La résolution simultanée des équations (3.4), (3.5) sous forme symbolique conduit à la fonction de transfert de l'amplificateur:

$$\frac{y\,(s)}{x_{\mathrm{com}}\,(s)} = \frac{l_1/l_2}{\dfrac{f_{\mathrm{p}} l_2}{k_{Qx} l_1}\, s + 1} = \frac{k_{\mathrm{ah}}}{T_{\mathrm{ah}} s + 1}\,. \tag{3.6}$$

Doté d'un distributeur à tiroir avec faible recouvrement positif, un tel amplificateur présente une fuite très faible pour toute valeur établie du signal de commande, ainsi qu'une raideur accrue vis-à-vis de la charge du récepteur.

Amplificateurs hydrauliques avec asservissement hydromécanique. Un amplificateur de ce type comprend deux distributeurs étrangleurs à fuites à deux orifices (fig. 53): le distributeur *1* est intercalé dans le circuit de pilotage, tandis que le distributeur *3* équipant la chaîne d'asservissement est lié par un levier *4* au vérin hydraulique *2*. Les orifices de distribution respectives des distributeurs, reliés entre eux par des canalisations, constituent deux chambres d'étranglement sur lesquelles viennent se brancher les chambres de travail du vérin.

Quand tous les éléments mobiles du système sont au neutre, les pressions dans les chambres du vérin sont égales. Lorsqu'on écarte

l'élément de distribution *1* de sa position neutre, il se produit une différence de pression au vérin, et la tige du vérin *2* commence à se déplacer. Son mouvement est retransmis par le levier *4* à l'élément de commande du distributeur d'asservissement *3*. Les résistances hydrauliques offertes par les orifices du distributeur *3* varient en diminuant la différence de pression au vérin. Au moment où les résistances hydrauliques des orifices des distributeurs *1* et *3* s'égalisent, la différence de pression s'annule, et la tige du vérin *3* s'immobilise.

Le comportement du modèle linéarisé d'un amplificateur hydraulique non chargé avec asservissement hydromécanique se laisse définir par une équation différentielle

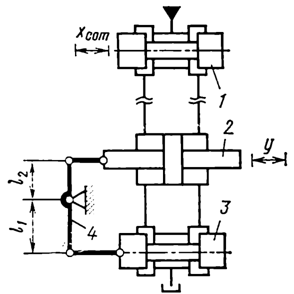


Fig. 53. Schéma d'amplification de puissance avec asservissement hydromécanique

$$k_{Qx}\left(x_{\text{com}}-\frac{l_1}{l_2}\,y\right)=f_{\text{p}}\frac{dy}{dt} \qquad (3.7)$$

qui, réduite à une forme symbolique et convenablement transformée, donne la fonction de transfert :

$$\frac{y(s)}{x_{\text{com}}(s)}=\frac{l_2/l_1}{(f_{\text{p}}k_{Qx}l_2/l_1)\,s+1}=\frac{k_{\text{ah}}}{T_{\text{ah}}s+1}. \qquad (3.8)$$

Un avantage du système de la figure 53 réside dans la possibilité d'éloigner considérablement le distributeur pilote du vérin hydraulique, sans qu'il soit nécessaire d'installer une timonerie de forte longueur ; cela facilite bien sûr l'implantation de l'équipement hydraulique. Par contre, un débit improductif notable et une sensibilité à la charge, y compris au frottement sec, grèvent l'utilisation des amplificateurs avec asservissement hydromécanique. Ils sont employés, en combinaison avec des distributeurs à fuites du type palette-tuyère, dans les servovalves électrohydrauliques, ainsi que dans certains systèmes de commande manuelle où ils assurent la préamplification.

Amplificateurs hydrauliques avec asservissement de force. Le signal d'entrée appliqué sur le distributeur est un effort (un couple). L'amplificateur hydraulique avec asservissement de force représenté sur la figure 54 comprend un distributeur étrangleur *1*, un vérin hydraulique *2*, un levier d'asservissement *3* et un ressort d'asservissement *4*. Le levier et le ressort peuvent être remplacés par un ressort à lame fixé en porte-à-faux sur le tiroir du distributeur.

Lorsqu'un signal de commande P_{com} (un effort) vient s'appliquer au tiroir du distributeur *1* par l'intermédiaire du ressort de raideur c_{as}, le tiroir se déplace d'une valeur x par rapport à sa position neutre. La tige du vérin hydraulique se met en mouvement et, par

l'intermédiaire du levier et du ressort, fait naître sur le tiroir un effort d'asservissement P_{as} de sens opposé à P_{com}. A égalité d'efforts, la tige s'immobilise en une position y asservie à l'effort de commande P_{com}.

Le modèle linéarisé d'un amplificateur non chargé avec asservissement de force (fig. 54) se définit par un système d'équations:

$$P_x = P_{com} - c_{as} \frac{l_1}{l_2} y \quad \text{et} \quad \frac{k_{Qx}}{c_{as}} P_x = f_p \frac{dy}{dt}.$$

La résolution simultanée de ces équations sous forme symbolique conduit à la fonction de transfert:

$$\frac{y(s)}{P_{com}(s)} = \frac{\frac{l_2}{l_1 c_{as}}}{\frac{f_p l_2}{k_{Qx} l_1} s + 1} = \frac{k_{ah}}{T_{ah} s + 1}. \tag{3.9}$$

Fig. 54. Schéma d'amplification de puissance avec asservissement de force

L'avantage principal des amplificateurs de ce type est de pouvoir recevoir l'effort de commande (le couple) directement à l'entrée. Or, tous les moteurs-couples des servovalves électrohydrauliques sont conçus pour produire un couple de commande, ce qui détermine un emploi très large des amplificateurs hydrauliques avec asservissement de force, munis de distributeurs à palette et tuyère ou à injecteur, dans les servovalves électrohydrauliques.

§ 2. Moteurs-couples

Le *moteur-couple* est un transducteur électromécanique destiné à transformer le signal d'entrée électrique en déplacement d'une pièce mécanique liée à l'élément de commande du distributeur étrangleur. Les moteurs-couples sont largement utilisés dans les servovalves électrohydrauliques.

Parmi les principes de fonctionnement des moteurs-couples, on peut noter la piézo-électricité et la magnétostriction. Or, les moteurs-couples utilisant ces phénomènes ne sont pas parvenus, pour une série de raisons, à s'imposer dans les automatismes électrohydrauliques. On utilise le plus souvent les moteurs-couples du type magnéto-électrique et électromagnétique.

Moteurs-couples magnéto-électriques. Ils sont basés sur l'interaction d'un conducteur traversé par le courant de commande avec un flux magnétique.

Le schéma d'un moteur-couple classique de ce type est donné sur la figure 55, *a*. Se présentant sous la forme d'un solide de révolution, cet appareil se compose d'un stator *1*, d'un enroulement d'excita-

tion 2 et d'un enroulement de commande 3 placé sur une bobine mobile 4. Deux ressorts de centrage plats 5 et 7, reliés à la bobine 4 par un axe 6, assurent le centrage de la bobine avec enroulement dans l'entrefer du stator. Un exemple de réalisation du ressort de centrage est illustré sur la figure 55, b. Grâce aux découpes de forme particulière, la zone centrale du ressort plat présente une très forte raideur en sens radial et une faible raideur dans la direction perpendiculaire au plan du ressort.

L'enroulement 2 parcouru par une tension d'excitation constante u_{exc} fait naître dans l'entrefer du stator un champ magnétique d'inductance B. Lorsqu'on applique un courant de commande à l'enroulement 3, les spires de cet enroulement se trouvent exposées à une

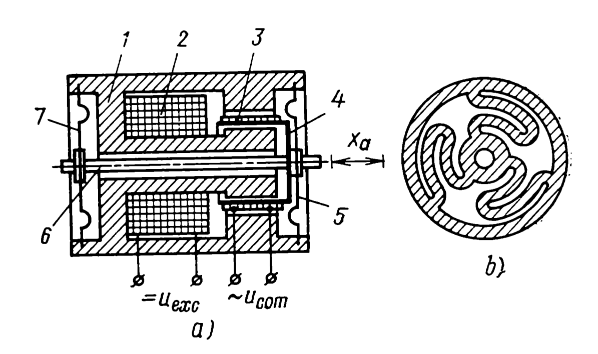


Fig. 55. Moteur-couple magnéto-électrique avec enroulement d'excitation (*a*) et son ressort de centrage plat (*b*)

force P_i proportionnelle au courant de commande i et à la longueur utile du conducteur de courant l_u. Quant au sens d'action de cette force, il est défini par le sens du courant de commande. La longueur de déplacement x_a de la bobine portant l'enroulement de commande, que nous désignerons sous le terme conventionnel « armature », sera définie par la force P_i produite par le courant de commande, ainsi que par la raideur c_a des ressorts qui réalisent le centrage de l'armature.

La raideur d'un ressort de centrage plat dépend généralement de la flexion: plus la flexion est forte, plus la raideur est grande. Or, dans la plupart des cas, la géométrie du ressort est choisie de manière à assurer une raideur sensiblement linéaire dans la gamme des déplacements utiles de l'armature (entre 0,3 et 2,0 mm).

En admettant que la raideur des ressorts de centrage est linéaire, l'équation de la caractéristique statique généralisée d'un moteur-couple magnéto-électrique s'écrira

$$x_a = \frac{Bl_u}{c_a} i - \frac{1}{c_a} P_{ch} = \frac{1}{c_a} (k_{P_i} i - P_{ch})$$

si l'on veut définir le déplacement de l'armature en présence d'une charge extérieure P_{ch}, et

$$P_a = k_{P_i} i - c_a x_a$$

si l'on veut connaître l'effort P_a développé par le moteur-couple.

L'avantage principal des moteurs-couples magnéto-électriques est l'absence d'hystérésis magnétique. En outre, le stator d'un tel moteur-couple peut être fabriqué en acier à usage électrotechnique, facile à produire et peu onéreux.

Le schéma de la figure 55, *a* présente une série d'inconvénients. Utilisé dans un système automatique électrohydraulique, un tel moteur-couple est plongé dans le fluide hydraulique. Les particules à propriétés ferromagnétiques contenues dans le fluide et dues à l'usure des pièces frottantes en acier viennent s'accumuler dans le champ magnétique de l'entrefer du stator et occasionnent une dégradation prohibitive des caractéristiques de fonctionnement du moteur-couple, voire une panne de celui-ci. Les bobinages et les pièces mécaniques de l'appareil se dégradent tant sous l'action du fluide hydraulique que des impuretés de toutes espèces, par exemple de l'eau contenue dans l'huile.

Un autre inconvénient est la nécessité de l'enroulement d'excitation. La puissance consommée improductivement par cet enroulement est dans bien des cas très supérieure à la puissance maximale de l'ordre d'entrée électrique. Cet enroulement s'échauffe, ce qui pose le problème d'évacuation de la chaleur. En outre, il y a toujours le risque de grillage de l'enroulement d'excitation ou de cassure des fils conducteurs d'alimentation, auquel cas le moteur-couple devient inactif.

Remarquons enfin qu'un moteur-couple de ce type est sensible aux accélérations linéaires dans le sens de déplacement de son armature.

Les inconvénients énumérés peuvent être éliminés en remplaçant l'enroulement d'excitation par un aimant permanent et en séparant, au moyen d'un dispositif d'étanchéité, le système électromagnétique de l'appareil des volumes traversés par le fluide: un tel moteur-couple est dit *sec*.

On voit sur la figure 56 le schéma d'un moteur-couple magnéto-électrique sec où le flux magnétique dans l'entrefer du stator est créé par un aimant permanent. Le système électromagnétique et le dispositif d'étanchéité sont montés sur l'embase *12*. Le stator *9* renferme des aimants permanents *8* avec pièce d'extrémité *7*, la bobine *4* portant l'enroulement de commande *6*, les ressorts de centrage *5*, *10* et l'axe *11*. Le dispositif d'étanchéité est constitué par un soufflet *1* traversé par une tige oscillante *13*. L'extrémité inférieure du soufflet est fixée sur l'embase *12* à l'aide d'une bague de fixation *14*. L'extrémité supérieure du soufflet porte un balancier *2* relié à l'embase par deux ressorts plats *15* qui font office d'articula-

tions et permettent à la tige *13* d'osciller autour de l'axe *0-0*. La liaison rigide entre l'extrémité supérieure de la tige oscillante et l'axe de l'armature est réalisée par une tige flexible *3*.

L'utilisation de l'organe d'étanchéité réalisé sous forme d'un soufflet travaillant en flexion vise à atténuer l'incidence de la raideur de cet organe sur la raideur mécanique générale du moteur-couple.

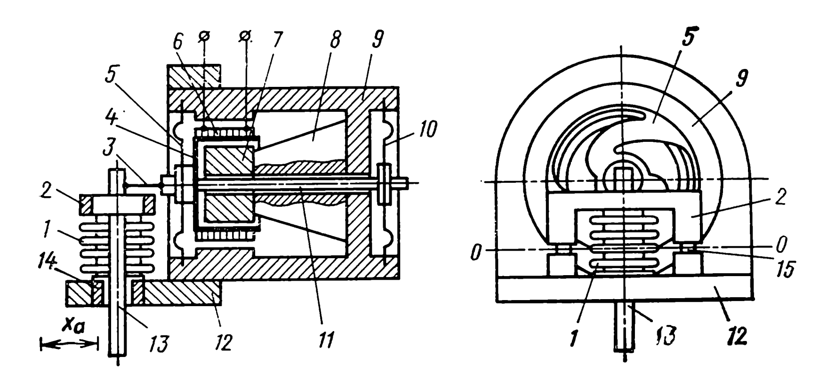


Fig. 56. Moteur-couple magnéto-électrique sec avec aimant permanent

De surcroît, un soufflet sollicité en flexion par le déplacement linéaire de l'armature travaille dans des conditions plus favorables que s'il était sollicité en traction et compression.

Pour neutraliser l'influence négative des accélérations linéaires, on fixe des masselottes sur le bout inférieur de la tige oscillante.

Un dispositif d'étanchéité du type décrit permet de transformer le déplacement linéaire de l'armature en déplacement linéaire de l'extrémité libre de la tige oscillante x_a.

L'inconvénient général de tous les moteurs-couples magnéto-électriques consiste dans le fait qu'ils sont beaucoup plus encombrants et lourds que les moteurs-couples électromagnétiques. En outre, les moteurs-couples magnéto-électriques de faible puissance ont une rapidité de réponse insuffisante, car le rapport de la masse de la bobine mobile à l'effort produit par le courant de commande devient trop élevé.

Les moteurs-couples du type magnéto-électrique sont employés généralement dans les cas où les conditions de poids, d'encombrement et de rapidité de réponse sont moins importantes que le prix et la bonne linéarité de la caractéristique statique.

Moteurs-couples électromagnétiques différentiels. Ces appareils utilisent l'interaction de l'armature à propriétés ferromagnétiques avec deux électro-aimants dont chacun est doté de sa propre bobine de commande. Les courants traversant les bobines de commande varient de façons différentes.

Le schéma d'un moteur-couple électromagnétique différentiel est donné sur la figure 57, *a*. Il se compose d'une armature *2* mobile en rotation autour de l'axe *4*, et d'un stator *3* qui se présente sous forme d'un noyau en E dont les pièces polaires terminales portent des enroulements de commande *1* et *6*. Les ressorts de centrage *5* assurent la proportionnalité entre le déplacement de l'armature x_a et la différence des courants de commande $i = i_1 - i_2$, appelée pour abréger « courant de commande ». Un amplificateur électrique *7* réalise des variations inversement proportionnelles des courants de commande dans chacun des deux enroulements chaque fois qu'il y a une variation de la tension de commande u_{com}.

S'il y a égalité des courants de commande $i_1 = i_2 = i_0$, les ressorts maintiennent l'armature en position neutre, si bien que les

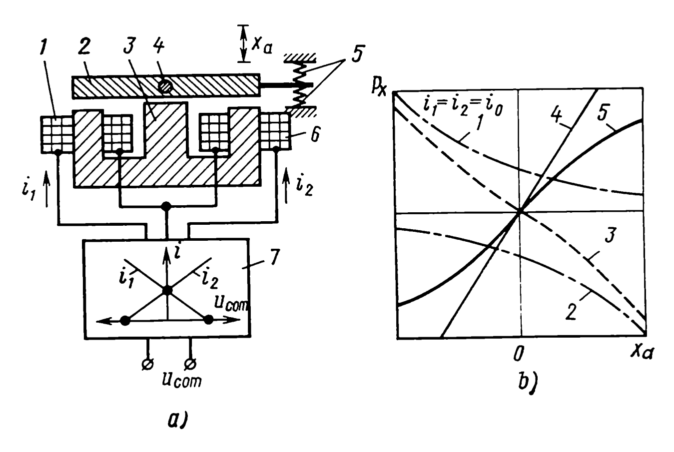


Fig. 57. Schéma d'un moteur-couple électromagnétique différentiel (*a*) et courbes de variation des forces dans les entrefers en fonction de la position de l'armature (*b*)

forces produites dans les entrefers terminaux sont égales elles aussi. Quand la tension de commande u_{com} appliquée à l'entrée de l'amplificateur électrique varie, les courants de commande varient aussi: le courant traversant un enroulement augmente, et le courant attaquant l'autre enroulement diminue. La différence des forces électro magnétiques agissant dans les entrefers surmontera la raideur des ressorts de centrage et provoquera un écart angulaire de l'armature, proportionnel au courant de commande.

Les courbes de la figure 57, *b* traduisent la variation de la force appliquée à l'armature en regard du centre de la pièce polaire en fonction de la position de l'armature. Elles permettent de comprendre la linéarisation de la relation quadratique entre les forces et les entrefers, ainsi que le principe du choix de la raideur des ressorts de centrage assurant un déplacement de l'armature proportionnel au courant de commande.

Soient i_0 les courants initiaux traversant les enroulements de commande. Un déplacement forcé de l'armature provoque une variation non linéaire des forces dans les entrefers, illustrée par les courbes *1* et *2* de la figure 57, *b*. Leur différence se traduit par la courbe *3*, à laquelle on est tenté de donner l'appellation de « raideur magnétique », par analogie à la raideur mécanique des ressorts. Il s'agit d'une raideur négative, car la forme électromagnétique totale tend à déplacer l'armature par rapport à sa position neutre. Pour avoir une raideur totale positive de l'armature, il faut évidemment que la raideur positive des ressorts de centrage soit supérieure en valeur absolue à la raideur magnétique. La droite *4* traduit la variation de l'effort des ressorts de centrage en fonction de l'écart de l'armature. La différence entre la droite *4* et la courbe *3* est une nouvelle courbe *5* qui exprime la variation résultante des efforts des ressorts mécaniques et du « ressort magnétique » en fonction de la position de l'armature.

En raison du caractère non linéaire de la raideur magnétique, la linéarité des caractéristiques d'un moteur-couple différentiel ne peut être garantie que pour un déplacement de l'armature non supérieur à 70 % de la largeur initiale de l'entrefer.

Un moteur-couple différentiel peut aussi avoir la forme d'un solide de révolution, ce qui facilite grandement la technologie de fabrication. Les moteurs-couples de ce type se sont généralisés, pendant un certain temps, grâce à la simplicité de leur construction. Or, finalement, ils ont dû céder la place aux moteurs-couples polarisés, surtout en raison de deux inconvénients graves :

— la nécessité d'un amplificateur électrique à sortie en push-pull ;

— une précision d'usinage très élevée, condition nécessaire pour garantir la stabilité des caractéristiques des appareils produits en masse, ainsi que pour assurer une bonne symétrie des caractéristiques.

En outre, les moteurs-couples différentiels sont difficiles à régler ; leur armature et leur stator doivent être confectionnés tous les deux en permalloy, alliage onéreux, si l'on veut avoir une boucle d'hystérésis de faible largeur ; leurs bobinages consomment de l'électricité même en l'absence de signal de commande.

Moteurs-couples électromagnétiques polarisés. L'armature de ces appareils subit l'action des flux magnétiques produits dans les entrefers par des dispositifs de polarisation. La variation des flux magnétiques résulte de la sommation algébrique avec le flux magnétique créé par les courants qui circulent dans les enroulements de commande.

Légèrement plus compliqués que les moteurs-couples d'autres types, ces appareils présentent cependant une série d'avantages favorisant leur implantation massive. Dans les conditions de fabrication en masse, l'uniformité des caractéristiques ne pose pas de problèmes. Ils sont faciles à régler et s'accomodent d'un amplificateur

assez simple. On peut d'ailleurs remplacer l'amplificateur électrique par un accumulateur ou une batterie et faire varier le courant de commande à l'aide d'un potentiomètre.

Le schéma de l'un des premiers moteurs-couples électromagnétiques polarisés employés dans les systèmes asservis électrohydrauliques est donné sur la figure 58. L'embase du stator *9* porte deux pièces polaires 2, *7* profilés en Γ. L'arbre *12* de l'armature *1* tourne dans deux paliers *10*, *11*. Les pièces polaires sont munies d'enroulements d'excitation *3*, *8*. L'armature portant les enroulements de

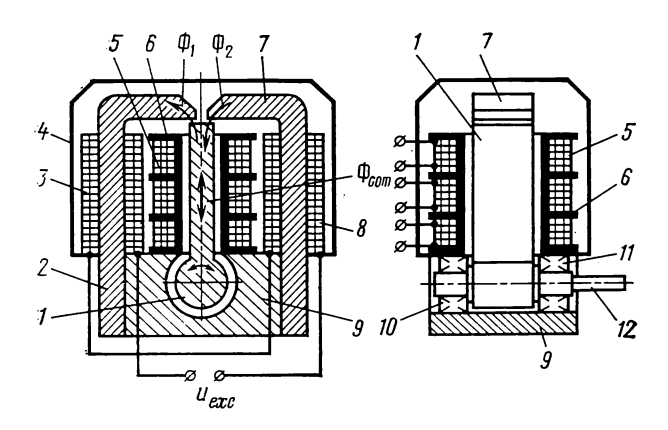


Fig. 58. Schéma d'un moteur-couple électromagnétique polarisé

commande *5* est placée dans l'entrefer d'une bobine *6* fixée sur l'embase. Le système électromagnétique du moteur-couple est protégé par une cloche *4*. L'extrémité libre de l'armature située sous les pièces polaires forme deux entrefers dont la largeur est fonction de la position de l'armature.

Les enroulements d'excitation sont branchés en série, de telle sorte que la tension d'excitation fasse naître dans les entrefers deux flux magnétiques Φ_1 et Φ_2 d'intensité égale et de sens opposé. Le flux de commande étant inexistant ($\Phi_{com} = 0$), quand l'armature s'écarte de sa position neutre, les largeurs des entrefers deviennent inégales, et les flux respectifs ont des intensités différentes. Il s'y produit un effort qui tend à ramener l'armature au neutre afin d'égaliser les intensités des flux magnétiques dans les entrefers. Cet effort est assez analogue à celui qui est fourni par un ressort mécanique, étant proportionnel à l'angle d'écart de l'armature ; aussi peut-il être caractérisé par un coefficient de raideur magnétique.

Le coefficient de raideur magnétique varie en fonction du profil de l'entrefer, c'est-à-dire de l'espace entre l'armature et les pièces polaires. Si l'entrefer est concentrique, c'est-à-dire si l'armature et les pièces polaires présentent des surfaces cylindriques coaxiales avec l'armature, la raideur magnétique tend vers zéro. Un moteur-

couple à entrefer plat possède une raideur magnétique plus élevée qu'un moteur-couple à pièces polaires plates et à armature cylindrique. Si l'extrémité libre de l'armature se place entre les pièces polaires, la raideur magnétique devient négative, tout comme dans le moteur-couple différentiel représenté sur la figure 57, *a*.

En appliquant aux enroulements de commande des courants d'intensité et de sens déterminés, le flux magnétique de commande Φ_{com}, dirigé dans un sens déterminé, fait croître le flux magnétique dans un entrefer et décroître dans l'autre : l'armature se déplacera du côté où le flux est plus grand, de façon à rattraper la différence des inductances. L'écart angulaire de l'armature est proportionnel à l'intensité du flux de commande, donc à la différence des courants dans toutes les bobines de commande ; quant au sens de l'écart de l'armature, il est défini par le sens du flux de commande, donc aussi par la différence totale des courants de commande (compte tenu de leurs sens).

La pièce mobile du distributeur étrangleur vient se fixer, par les moyens mécaniques les plus élémentaires, sur l'arbre de sortie du moteur-couple.

Les principaux inconvénients du schéma de la figure 58 sont les suivants :

— la nécessité de l'enroulement d'excitation ;

— l'armature est sensible aux accélérations linéaires ;

— les paliers présentent des jeux qui peuvent atteindre 0,03 mm ;

— le frottement sec dans les paliers ne peut être évité ;

— le système électromagnétique de l'appareil est baigné dans le fluide hydraulique.

En outre, l'entrefer parasite entre armature et embase exerce une influence notable sur la pente des caractéristiques statiques du moteur-couple, ce qui impose des tolérances de fabrication très sévères non seulement pour les entrefers de travail mais aussi pour l'entrefer parasite.

Ces inconvénients sont inexistants dans le moteur-couple électromagnétique polarisé dont le schéma est montré sur la figure 59. L'embase *9* porte deux noyaux statoriques *6*, *8* entre lesquels viennent se placer deux aimants permanents *2*, *7*. Un tube de flexion *10* à parois minces est emmanché à ajustement légèrement dur dans l'armature *3* ; l'extrémité inférieure du tube de flexion est emmanchée à la presse dans l'embase *9*. L'écart de l'armature, déterminé par les forces électromagnétiques produites par les courants de commande dans les enroulements *5*, est transmis par une tige *11* dont le centre d'oscillation (*0-0* sur la figure) est éloigné de l'embase d'environ un tiers de la longueur du tube de flexion. Les bobines *4* avec enroulements de commande sont séparées de l'armature par un espace assez large, afin de permettre le libre déplacement de l'armature. Une cloche *1* isole la partie électromagnétique du milieu ambiant.

La raideur élevée du tube de flexion est compensée en partie par la raideur négative du ressort magnétique, grâce à la disposition de

l'armature entre les pièces polaires. La longueur du tube de flexion ne dépasse généralement pas 30 mm, et son diamètre, 4 mm ; l'épaisseur des parois n'est pas supérieure à 0,07 mm. La pression de service maximale est de 10 MPa.

L'utilisation d'un moteur-couple sec permet de réduire considérablement l'encombrement de la servovalve électrohydraulique, grâce à la suppression de l'espace réservé au moteur-couple mouillé.

Puisque le principe de fonctionnement d'un moteur-couple polarisé réside dans la variation de magnétisation d'une pièce ferromagnétique (armature traversée par un flux magnétique), les caractéristiques statiques d'un tel moteur-couple présentent une boucle

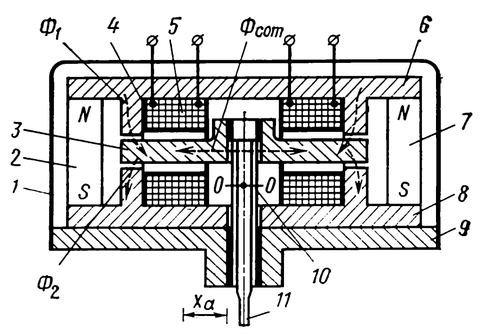


Fig. 59. Schéma d'un moteur-couple électromagnétique polarisé sec doté d'aimants permanents de polarisation

d'hystérésis magnétique dont la largeur est fonction des propriétés du métal de l'armature. Afin de diminuer l'hystérésis, on fabrique généralement l'armature à partir d'un métal de bonne perméabilité magnétique (permalloy). Quant aux noyaux statoriques, ils peuvent être fabriqués en acier ordinaire à usage électrotechnique.

La caractéristique statique généralisée d'un moteur-couple polarisé sec, représentée sur la figure 60, *a* exprime le déplacement de l'extrémité libre de la tige x_a en fonction du courant de commande i, la charge en bout de la tige P_{ch} étant constante. La courbe tracée en trait plein correspond au cas de marche à vide. Les courbes en trait interrompu traduisent les fonctions $x_a = f(i)_{P_{ch}=\text{const}}$ mises en moyenne.

La figure 60, *b* montre les mêmes caractéristiques tracées en coordonnées $P_{ch} = f(i)$. La courbe de force et celle de déplacement présentent de l'hystérésis (entre 2 et 5 %). En certains cas on arrive à diminuer l'hystérésis jusqu'à 1 %.

L'analyse des caractéristiques statiques de la figure 60 montre que, moyennant certaines simplifications, ces caractéristiques se prêtent à la linéarisation dans la gamme des courses utiles de l'armature.

L'équation linéarisée de la caractéristique statique généralisée de tout moteur-couple électromagnétique à armature oscillante se

présente comme suit :

$$M_{\text{a}} = k_{Mi}i - k_{M\alpha}\alpha$$

ou bien

$$\alpha = k_{\alpha i}i - k_{\alpha M}M,$$

avec α, l'angle de rotation de l'armature.

Ce sont là deux équations équivalentes, vu que leurs coefficients vérifient les égalités

$$\frac{k_{\alpha i}}{k_{Mi}} = k_{\alpha M} = \frac{1}{k_{M\alpha}} \quad \text{ou} \quad \frac{k_{Mi}}{k_{\alpha i}} = k_{M\alpha} = \frac{1}{k_{\alpha M}}.$$

Caractéristiques dynamiques du moteur-couple. En les définissant, il convient de tenir compte de la charge extérieure, ainsi que des propriétés de l'étage de sortie de l'amplificateur électrique associé au moteur-couple. En effet, la vitesse de déplacement de l'armature dépend non seulement de la charge définie par le distributeur,

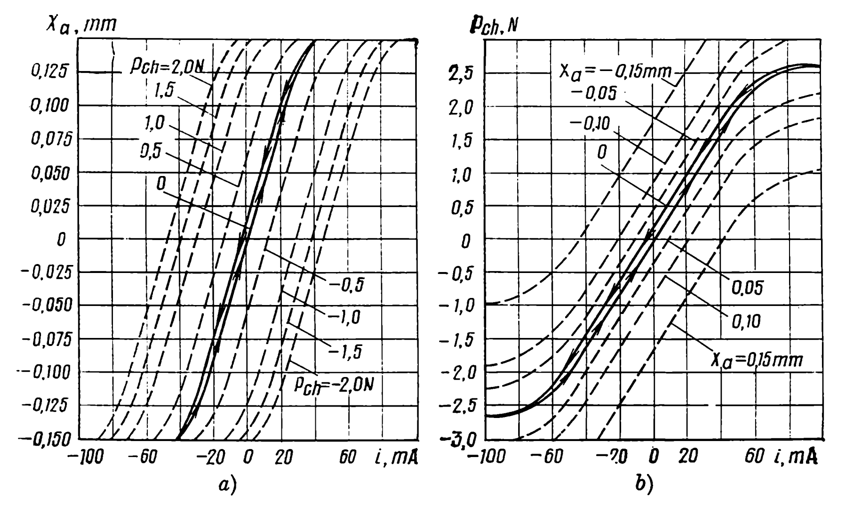


Fig. 60. Caractéristiques statiques généralisées d'un moteur-couple électromagnétique polarisé

mais aussi de la vitesse de croissance du courant de commande qui est fonction de l'inductance des enroulements de commande, de la résistance ohmique du circuit électrique et de l'intensité de la f.é.m. induite par le déplacement de l'armature.

Compte tenu de ces facteurs, l'équation du circuit électrique s'écrira :

$$u = Ri + L\frac{di}{dt} + k_{u\dot{\alpha}}\frac{d\alpha}{dt};$$

en la mettant sous forme symbolique et en substituant $\frac{L}{R} = T_{\text{él}}$ on obtient

$$i(s) = [u(s) - k_{u\dot{\alpha}}\alpha(s)s]\frac{1/R}{T_{\text{él}}s+1}. \qquad (3.10)$$

Ecrivons maintenant l'équation différentielle définissant le mouvement de l'armature:

$$k_{Mi}i = I_{\text{a}}\frac{d^2\alpha}{dt^2} + k_{M\dot{\alpha}}\frac{d\alpha}{dt} + k_{M\alpha}\alpha + M_{\text{ch}},$$

mettons-la sous forme symbolique et faisons les substitutions $\frac{I_{\text{a}}}{k_{M\alpha}} = T_{\text{a}}^2$ et $\frac{k_{M\dot{\alpha}}}{2\sqrt{I_{\text{a}}k_{M\alpha}}} = \zeta_{\text{a}}$. Il vient

$$\alpha(s) = [k_{Mi}i(s) - M_{\text{ch}}(s)]\frac{1/k_{M\alpha}}{T_{\text{a}}^2s^2 + 2\zeta_{\text{a}}T_{\text{a}}s + 1}. \qquad (3.11)$$

Les angles d'oscillation de l'armature étant petits, la relation entre ces angles et le déplacement linéaire de la pièce mobile du distributeur pourra s'écrire

$$x_{\text{a}} = l \operatorname{tg} \alpha \approx l\alpha,$$

ou, sous forme symbolique,

$$x_{\text{a}}(s) = l\alpha(s). \qquad (3.12)$$

Le schéma fonctionnel de la figure 61 est une réalisation des équations (3.10), (3.11) et (3.12). On peut négliger le coefficient de f.c.é.m. $k_{u\dot{\alpha}}$ et le moment du couple de charge M_{ch} afin de simplifier l'expression de la fonction de transfert du moteur-couple:

$$\frac{x_{\text{a}}(s)}{u(s)} = \frac{k_{Mi}l/Rk_{M\alpha}}{(T_{\text{él}}s+1)(T_{\text{a}}^2s^2 + 2\zeta_{\text{a}}T_{\text{a}}s + 1)}. \qquad (3.13)$$

Notons que le coefficient de force contre-électromotrice ne peut être négligé que s'il s'agit de donner une approximation grossière

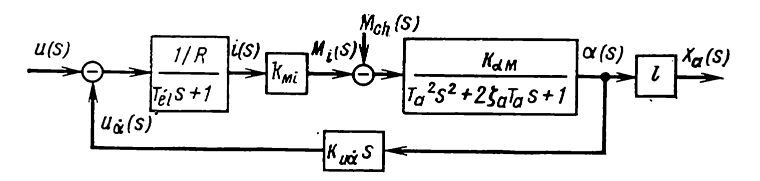


Fig. 61. Schéma fonctionnel d'un moteur-couple associé à un amplificateur électrique

du comportement dynamique. En effet, cette force détermine le retard en phase et en amplitude dans la gamme des basses fréquences, provoque un décalage vers la droite de la fréquence de résonance et fait croître la valeur absolue de celle-ci.

On voit donc que les caractéristiques dynamiques du moteur-couple sont définies non seulement par le circuit électrique mais aussi par la partie mécanique.

Sauf à prendre des mesures spéciales, la constante de temps électrique $T_{él}$ risque de se trouver supérieure à la constante de temps mécanique T_a, car l'inductance des enroulements de commande se situe le plus souvent entre 0,3 et 5 H pour une résistance ohmique de 200 à 3000 Ω. La constante de temps électrique se définit donc essentiellement par la résistance ohmique de l'étage de sortie de

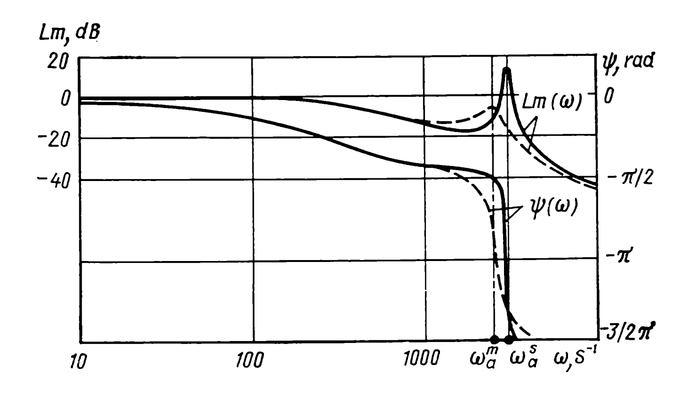


Fig. 62. Courbes de réponse en fréquence en coordonnées logarithmiques d'un moteur-couple polarisé

l'amplificateur électrique. Un des moyens de réduire la constante de temps électrique consiste à munir l'amplificateur d'un asservissement négatif en courant de commande du moteur-couple.

La constante de temps mécanique de l'armature T_a est fonction de la raideur des éléments de l'équipage mobile, donc des raideurs magnétique et mécanique et du moment d'inertie de l'armature I_a. Il est à noter que le moment d'inertie réduit de l'armature se voit augmenter sous l'action du fluide hydraulique envahissant le système électromagnétique. Dans les moteurs-couples à réponse rapide, la constante de temps T_a varie entre 0,003 et 0,0015 s.

Le taux d'amortissement relatif de l'armature ζ_a est défini par l'amortissement par courants induits et la viscosité du fluide baignant l'armature. On comprend donc que les moteurs-couples secs sont moins bien amortis (ζ_a = 0,02 à 0,15) que les moteurs-couples mouillés (ζ_a = 0,3 à 0,45).

La figure 62 donne les courbes expérimentales de réponse en fréquence d'un moteur-couple électromagnétique polarisé pour $L = 1{,}5$ H et $R = 300$ Ω. Les courbes en trait plein se rapportent à un moteur-couple sec, et celles en trait interrompu, à un moteur-couple baigné de fluide AMΓ-10.

On remarque que le moteur-couple sec a une fréquence de résonance un peu plus élevée, mais son taux d'amortissement relatif est nettement inférieur. L'allure des courbes s'accorde bien avec l'expression (3.13).

§ 3. Servovalves électrohydrauliques sans asservissement en position

La servovalve électrohydraulique non asservie la plus simple est une servovalve à un étage composée d'un moteur-couple et d'un distributeur étrangleur. Elle transforme l'ordre de commande (un signal électrique) en un courant de fluide sous pression de puissance augmentée. Associée à un récepteur hydraulique, une telle servovalve assure la régulation proportionnelle de sa vitesse.

Si aucun couple important n'est appliqué sur l'élément mobile du distributeur, que ce soit le débit d'utilisation ou la pression de charge, le comportement dynamique de la servovalve électrohydraulique à un étage est entièrement défini par les caractéristiques dynamiques de son moteur-couple (voir fig. 61). Il est à noter cependant que le débit d'utilisation ne se définit pas seulement par le déplacement du distributeur mais aussi par la pression de charge et la compressibilité du fluide hydraulique, déterminées par les paramètres du fluide et de la charge. Pour décrire les propriétés dynamiques de la servovalve, on retient donc comme paramètre de sortie le déplacement de l'élément mobile du distributeur étrangleur qui commande le récepteur.

La figure 63 donne le schéma d'une servovalve électrohydraulique très simple à deux étages sans asservissement en position. Elle est remarquablement facile à fabriquer et à régler. Son corps *14* réunit le moteur-couple *1* et deux distributeurs étrangleurs. Le distributeur du premier étage est constitué d'une palette *2*, de deux tuyères *3*, *13* et de deux orifices fixes *4*, *12*. Le distributeur du second étage se compose d'un tiroir *9* et de deux ressorts de centrage *8*, *10*. La palette *2* est solidaire de l'arbre de sortie du moteur-couple *1*. Le réglage du zéro du distributeur du deuxième étage s'obtient par action sur une vis de calage *7*. Les orifices protégés par des bouchons *5*, *11* servent à raccorder les manomètres aux chambres d'étranglement du distributeur du premier étage en vue de sa mise au point. Un

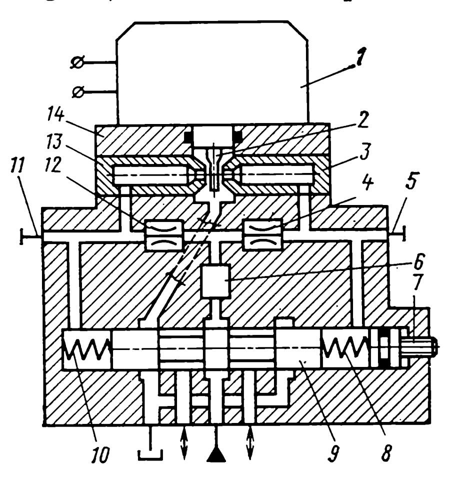


Fig. 63. Schéma d'une servovalve électrohydraulique à deux étages sans asservissement

détendeur spécial *6* est prévu pour réduire la pression en amont du distributeur du premier étage, afin de diminuer les fuites à travers les tuyères (débit improductif) tout en assurant la linéarité de la courbe de pression. Ce peut être un simple orifice non réglable, à condition que le gain de la servovalve ne soit pas soumis à des exigences trop sévères en cas de variation de la pression amont. Si

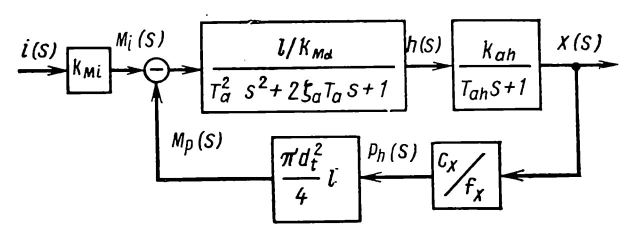


Fig. 64. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'une servovalve électrohydraulique sans asservissement

tel est le cas, on est amené à utiliser une soupape spéciale dont le schéma et le principe de fonctionnement seront décrits dans le chapitre V, § 3 (voir page 172).

La relation entre le déplacement du tiroir x (s) et la levée de la palette h (s) se définit, compte tenu de la fonction de transfert, par l'équation suivante:

$$x(s)=\frac{k_{\mathrm{ah}}}{T_{\mathrm{ah}}s+1}. \qquad (3.14)$$

Le couple appliqué sur l'arbre du moteur-couple et dû à l'effort exercé par le fluide hydraulique sur la palette se laisse définir avec bonne précision par l'équation symbolique

$$M_{\mathrm{p}}(s)=\frac{\pi d_{\mathrm{t}}^2}{4}\, l p_{\mathrm{h}}(s). \qquad (3.15)$$

La pression de charge p_{h} (s) ne dépend, en vertu de (3.2), que du déplacement du tiroir:

$$p_{\mathrm{h}}(s)=\frac{c_x}{f_x}\, x(s). \qquad (3.16)$$

Le schéma fonctionnel d'une servovalve électrohydraulique sans asservissement proposé sur la figure 64 tient compte des équations (3.14), (3.15), (3.16), des équations du moteur-couple (3.11), (3.12) et de l'égalité M_{ch} (s) = M_p (s). On remarque que cette servovalve possède une chaîne d'asservissement négatif interne en pression de charge sur le distributeur à tiroir. L'asservissement n'est pas bien fort, mais il diminue toutefois le gain de la servovalve. En ajoutant une chaîne d'asservissement en charge, on augmente la rapidité de réponse.

L'utilité du premier étage d'amplification (distributeur à palette et tuyère) réside dans le fait qu'on arrive, malgré la faible puissance

du moteur-couple à réponse rapide, à obtenir des efforts très importants nécessaires pour commander le tiroir.

Parmi les inconvénients du schéma de la figure 63, il convient de citer une constante de temps accrue, due à la compressibilité du fluide. On a déjà dit que la constante de temps totale d'un amplificateur hydraulique (en l'occurrence de la servovalve électrohydraulique) T_{ah} est la somme de la constante de temps des étages hydrauliques T_{h} et de la constante de temps définie par la compressibilité du fluide T_{c}.

Pour accroître la rapidité de réponse d'une telle servovalve, on doit donc:

— réduire le volume des enceintes terminales du distributeur à tiroir et le volume des chambres d'étranglement du distributeur à palette et tuyères;

— augmenter la raideur des efforts de centrage, donc réduire la course du tiroir;

— élever le coefficient K_{Qp} du distributeur à palette et tuyères, ce qui fait croître le débit de fuite improductif;

— diminuer la section de passage, c'est-à-dire le diamètre du tiroir, afin de réduire l'effort de commande.

On voit donc que l'étude d'une servovalve non asservie se heurte à toute une série d'impératifs contradictoires, dont la maîtrise demande une grande expérience de la part de l'ingénieur d'études.

Un autre inconvénient de la disposition décrite est que le moteur-couple doit fournir une puissance élevée, afin de surmonter les forces produites par la différence de pression aux extrémités du tiroir et conditionnées par la raideur des ressorts de centrage. Or, un moteur plus puissant doit avoir une armature plus massive et une inductance plus élevée des enroulements de commande, qui sont autant de facteurs nuisibles à la vitesse du moteur-couple et de la servovalve.

Puisque le déplacement du tiroir est déterminé par la courbe de pression du distributeur à palette et tuyères, fonction de la pression amont, le gain de la servovalve électrohydraulique à deux étages dans son ensemble dépendra de la pression d'alimentation, à moins d'y monter un détendeur spécial.

Rappelons-nous que la courbe de pression d'un distributeur à palette et tuyère cesse d'être linéaire en dehors de $\bar{h} = 0{,}6$ (voir fig. 20, *b*); la levée de la palette ne doit donc pas être supérieure à cette valeur. S'il en est ainsi, le jeu initial entre palette et tuyère se trouve nettement supérieur à la levée de palette en service, ce qui fait qu'on n'arrive à utiliser toute la puissance disponible au niveau du premier étage.

En outre, la linéarité des caractéristiques statiques d'une servovalve de ce type ne peut être garantie qu'en assurant une linéarité rigoureuse tant du moteur-couple que de la partie hydraulique. C'est surtout le moteur-couple qui doit présenter une caractéristique du déplacement parfaitement linéaire.

§ 4. Servovalves électrohydrauliques avec asservissement en position

L'introduction d'une chaîne de retour en position rend la servovalve moins sensible aux charges en aval et améliore sa rapidité de réponse, grâce à la suppression de la constante de temps due à la compressibilité du fluide. En fonction de la nature de la chaîne de retour, on distingue des servovalves électrohydrauliques avec asservissement hydromécanique et de force.

Servovalves électrohydrauliques avec asservissement hydromécanique en position. Une servovalve de ce type, dont on voit le schéma fig. 65, comprend les éléments suivants:

— un moteur-couple *1*;

— un distributeur du type palette-tuyère constitué de quatre tuyères *3*, *6*, *9*, *11* et de deux palettes *2*, *4*;

— un distributeur étrangleur à tiroir *8*;

— un levier d'asservissement *7*.

Tous ces éléments sont réunis dans un corps *12*.

Les orifices protégés par des bouchons *5*, *10* servent à y raccorder les manomètres pour le réglage de la servovalve.

Fig. 65. Schéma d'une servovalve électrohydraulique à deux étages avec asservissement hydromécanique en position

Lorsque le courant de commande du moteur-couple *1* est nul, l'équipage mobile de la servovalve se trouve en position neutre. Les résistances hydrauliques des paires d'orifices réglables du premier distributeur sont respectivement égales.

Le courant de commande envoyé dans le moteur-couple fait naître des forces électromagnétiques qui déplacent la palette *2*; les résistances hydrauliques des tuyères *3*, *11* varient; le tiroir du distributeur *8* se met en mouvement en entraînant avec lui l'extrémité inférieure du levier d'asservissement *7*. La palette *4* s'écarte de sa position neutre d'une valeur proportionnelle au déplacement du tiroir *8*; les résistances hydrauliques des tuyères *6*, *9* varient. Le tiroir du distributeur *8* ne s'arrête qu'au moment où les résistances hydrauliques des tuyères *3-6* et *9-11* redeviennent respectivement égales. Cela signifie que la position du tiroir du distributeur *8* est

asservie à celle de la palette *2*, donc à la valeur du courant de commande dans les bobinages du moteur-couple.

Sans prendre en considération les forces exercées sur le tiroir, donc aussi l'impact du jet fluide sur les palettes, on écrit la fonction de transfert du moteur-couple, compte tenu de (3.12), comme suit:

$$\frac{\alpha(s)}{i(s)}=\frac{k_{Mi}/k_{M\alpha}}{T_a^2s^2+2\zeta_aT_as+1}=\frac{k_{\alpha i}}{T_a^2s^2+2\zeta_aT_as+1}, \qquad (3.17)$$

car $M_{ch}(s)=0$.

Par analogie avec (3.6), la fonction de transfert de la partie hydraulique de la servovalve considérée peut s'écrire sous forme symbolique:

$$\frac{x(s)}{h(s)}=\frac{l_1/l_2}{(l_1f_x/l_2k_{Qh})\,s+1}=\frac{k_{ah}}{T_{ah}s+1}. \qquad (3.18)$$

Le schéma fonctionnel d'une servovalve électrohydraulique avec asservissement hydromécanique en position proposé sur la figure 66 est construit sur la base des équations (3.17) et (3.18).

L'analyse du schéma permet de voir que la servovalve en question se compose de deux unités dynamiques en série. Toute variation des caractéristiques de n'importe laquelle de ces unités affectera donc les

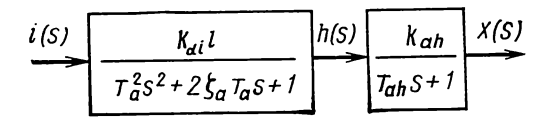


Fig. 66. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'une servovalve électrohydraulique avec asservissement hydromécanique en position

caractéristiques de réglage de la servovalve dans son ensemble, tout comme dans une servovalve à deux étages sans asservissement. De même que dans cette dernière, les éléments d'une servovalve avec asservissement hydromécanique doivent présenter des caractéristiques statiques rigoureusement linéaires. Les servovalves de ces deux types ont un inconvénient commun: un courant de commande de faible valeur se traduit par un petit déplacement de la palette; les efforts appliqués au tiroir s'avèrent donc insuffisants, en raison de la pente trop faible de la courbe de pression du distributeur à palette et tuyères. De ce fait, un accroissement même insignifiant du frottement sec dans le tiroir fait naître une zone morte notable au niveau de la caractéristique statique de la servovalve.

Servovalves électrohydrauliques avec asservissement de force en position. Les servovalves dotées d'une chaîne de retour de force en position (fig. 67) sont exempts des défauts propres aux servovalves avec asservissement hydromécanique et aux servovalves à deux étages sans asservissement.

Le corps *12* de la servovalve réunit les éléments suivants :

— un moteur-couple *1* ;

— un distributeur du type palette-tuyère constitué de deux tuyères *3*, *11*, d'une palette *2* et de deux orifices fixes *6*, *9* ;

— un distributeur étrangleur comprenant un tiroir *7* et une chemise *8* ;

— une lame-ressort *4* rigidement fixée en porte-à-faux à l'extrémité de la palette *2* et munie d'une boule qui est logée, avec un jeu de 2 à 5 μm, dans une saignée annulaire du tiroir *7*.

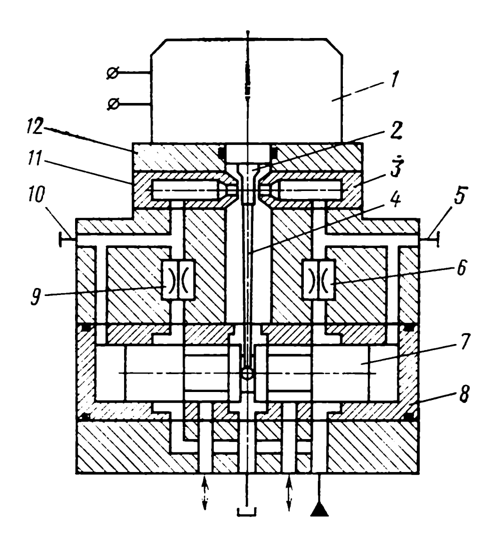


Fig. 67. Schéma d'une servovalve électrohydraulique à deux étages avec asservissement de force en position

Les orifices fermés par les bouchons *5*, *10* servent à y brancher les manomètres lors du réglage de la servovalve.

Quand on applique un courant de commande sur les enroulements du moteur-couple *1*, la palette *2* s'écarte de sa position neutre en surmontant la raideur du ressort d'asservissement *4*. Le tiroir *7* se met en mouvement et, en entraînant avec lui l'extrémité libre du ressort d'asservissement *4*, exerce un couple sur l'arbre du moteur-couple proportionnel au déplacement de cet arbre. Le couple en question vient s'opposer au couple produit par le courant de commande. Dès que ces couples deviennent égaux, la palette *2* revient au neutre, et le tiroir *7* s'immobilise.

La position du tiroir de la servovalve se définit donc exclusivement par le couple électromagnétique produit par le courant dans les bobinages de commande du moteur-couple.

Abstraction faite des efforts exercés sur le tiroir, la raideur du ressort d'asservissement y comprise, l'équation des débits de la servovalve s'écrira

$$k_{Qh}h = f_x \frac{dx}{dt},$$

ou, sous forme symbolique après des transformations convenables,

$$\frac{x(s)}{h(s)} = \frac{k_{Qh}/f_x}{s}. \tag{3.19}$$

Le moment du couple exercé sur l arbre du moteur-couple (couple de charge) est fonction de la position du tiroir par rapport à sa posi-

tion neutre:

$$M_{\text{ch}}(s) = M_x(s) = k_{Mx}x(s). \tag{3.20}$$

La figure 68 donne le schéma fonctionnel d'une servovalve électrohydraulique avec asservissement de force en position. Ce schéma, construit d'après les équations (3.19), (3.20) et (3.11), permet de voir que la servovalve en question se caractérise par un astatisme du premier ordre et possède un asservissement négatif interne très prononcé. Pour assurer la dépendance linéaire entre le déplacement du

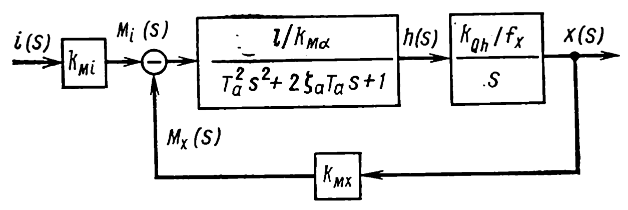


Fig. 68. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'une servovalve électrohydraulique avec asservissement de force en position

tiroir et le courant de commande, il suffit donc de garantir la linéarité de la courbe de force du moteur-couple. La non-linéarité des caractéristiques des autres éléments de la chaîne directe du circuit fermé n'affecte pas la linéarité des caractéristiques statiques de la servovalve dans son ensemble. Il s'ensuit que le gain d'une telle servovalve est insensible à la pression amont et à la température, à condition que les variations de la température n'affectent pas la pente de la courbe de force du moteur-couple.

Dans une servovalve réelle du type décrit, le déplacement maximal de la palette pendant le processus de transition s'obtient moyennant un accroissement du courant de commande, qui constitue de 5 à 20 % de sa valeur maximale. Cela permet d'augmenter la course utile de la palette, en la faisant sensiblement égale au jeu initial, et d'utiliser ainsi d'une façon plus complète l'énergie du fluide en amont de la servovalve. En outre, l'augmentation des efforts exercés sur le tiroir atténue l'influence des forces de frottement sec sur la zone morte de la caractéristique statique. On n'arrive cependant jamais à annuler cette influence, vu que la différence de pression dans les enceintes terminales du tiroir engendrée par les forces de frottement sec se transmet à la palette à travers les orifices des tuyères et fait naître un couple de charge supplémentaire sur l'arbre de sortie du moteur-couple. Ce couple étant affecté de signe négatif (asservissement négatif en pression de charge sur le tiroir), le tiroir s'arrête avant d'atteindre la position déterminée par les forces électromagnétiques.

Il est possible d'éliminer l'influence de l'asservissement négatif en pression de charge dans les canalisations d'utilisation du premier étage en remplaçant le distributeur à palette et tuyère par un distributeur à jet dynamique. On utilise très largement des servovalves électrohydrauliques à deux étages avec asservissement de force

en position dont le premier étage est constitué par un distributeur à injecteur ou à déviation du jet (par déflecteur). En plus de supprimer l'influence de l'asservissement négatif en pression de charge, les distributeurs à jet dynamique apportent une solution au problème de dérive du zéro en fonction de la température du fluide hydraulique. Toute variation de température provoque une dérive du zéro dans les distributeurs à palette et tuyère, car le coefficient de débit de leurs orifices change d'une façon non uniforme en fonction de la nature de l'écoulement : même exécutés dans des conditions identiques, deux orifices présentent toujours des microgéométries et des microrugosités internes différentes, à cause des tolérances d'usinage. Si l'on veut réduire l'influence de la température du fluide hydraulique sur la dérive du zéro d'un distributeur à palette et tuyère, on est obligé d'adopter des tolérances d'usinage extrêmement sévères et de faire un appairage individuel basé sur la détermination des caractéristiques de débit en fonction de la température. Ce problème trouve une solution toute simple dans les distributeurs à jet dynamique, où la stabilité du zéro est garantie par la construction.

Toutes les servovalves décrites présentent un inconvénient commun : le freinage du tiroir par les efforts antagonistes provoqués par le laminage. L'effet de laminage consiste en ce que le débit des canalisations d'utilisation du distributeur change chaque fois que la pression de charge varie. Favorisant les sollicitations antagonistes, ce phénomène provoque un ralentissement de la course du tiroir et diminue la rapidité de réponse de la servovalve.

Dans des servovalves véhiculant une puissance élevée, l'influence des forces antagonistes sur le tiroir peut devenir prohibitive. Pour la diminuer, on augmente généralement le nombre d'étages jusqu'à trois, si les mesures constructives s'avèrent inefficaces. La servovalve devient plus complexe, plus onéreuse et moins facile à régler.

Servovalves électrohydrauliques avec asservissement de force en position et retour secondaire en vitesse de l'élément mobile du deuxième étage. On arrive à diminuer l'influence nuisible des forces exercées sur l'élément mobile du deuxième étage en introduisant une chaîne de retour secondaire en vitesse de cet élément et en diminuant la raideur totale réduite à l'arbre de sortie du moteur-couple.

La figure 69 donne le schéma d'une servovalve électrohydraulique avec asservissement de force et retour secondaire en vitesse. Ses caractéristiques statiques sont insensibles aux forces sollicitant l'élément mobile du deuxième étage, ce qui permet de l'utiliser pour la commande d'un distributeur étrangleur ou d'un autre organe de commande qui ne peut pas, pour une raison quelconque, être réuni avec la servovalve. La jonction de l'arbre de sortie du moteur-couple avec l'élément mobile du dispositif de commande comporte généralement un dispositif d'étanchéité élastique où les forces de frottement sec sont toujours présentes. Une telle servovalve s'accomode en outre de l'asymétrie des forces perturbatrices et d'un fluide hydraulique sommairement filtré.

La servovalve hydraulique représentée sur la figure 69 comporte les éléments suivants réunis dans le corps *10*:

— un moteur-couple *1*;

— un distributeur constitué par un injecteur *2*, un déflecteur à convergent mobile *3* et deux orifices d'admission *4*:

— un vérin hydraulique *8*;

— un dispositif d'asservissement en vitesse et en position constitué par un disque *6*, deux ressorts de centrage *5*, *7* et un levier d'asservissement *9*.

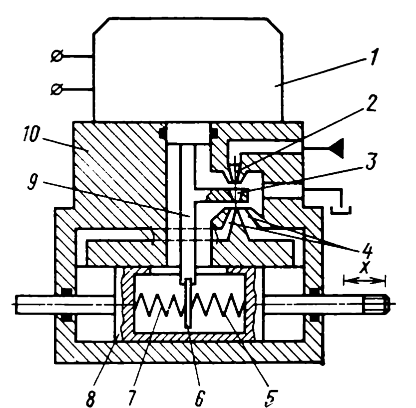


Fig. 69. Schéma d'une servovalve électrohydraulique à un étage avec asservissement de force en position et retour secondaire en vitesse

L'effort d'asservissement en position du piston *8* est retransmis à l'arbre de sortie du moteur-couple *1* par les ressorts *5*, *7* et le levier *9*. A chaque déplacement du piston *8*, le mouvement du fluide contenu dans ce piston fait naître sur le disque *6* un effort proportionnel à la vitesse du piston. De même que dans le cas précédent, le levier *9* retransmet l'effort d'asservissement en vitesse à l'arbre de sortie du moteur-couple.

La raideur totale sur l'arbre du moteur-couple étant annulée, le couple d'asservissement en vitesse du piston et le couple des forces électromagnétiques induites par le courant de commande se font équilibre, grâce à quoi la vitesse du piston est indépendante de la charge sur ce dernier.

Les forces exercées sur l'arbre du moteur-couple, la raideur totale sur celui-ci étant supposée nulle, s'expriment par l'équation suivante:

$$k_{Mi}i = I\frac{d^2\alpha}{dt^2} + k_{M\dot{\alpha}}\frac{d\alpha}{dt} + k_{Mx}x + k_{M\dot{x}}\frac{dx}{dt}.$$

Pour annuler la raideur totale réduite à l'arbre du moteur-couple, on peut par exemple placer l'armature entre les pièces polaires du système électromagnétique.

L'équation différentielle obtenue peut être mise sous forme symbolique:

$$\alpha(s) = \frac{k_{Mi}i(s) - k_{Mx}x(s) - k_{M\dot{x}}x(s)s}{k_{M\dot{\alpha}}\left(\frac{I}{k_{M\dot{\alpha}}}s+1\right)s} =$$

$$= \frac{k_{Mi}i(s) - k_{Mx}x(s) - k_{M\dot{x}}x(s)s}{k_{M\dot{\alpha}}(T_{\dot{a}}s+1)s}. \qquad (3.21)$$

Ici $k_{M\dot{x}}$ est un coefficient angulaire d'asservissement en vitesse et $k_{M\dot{\alpha}}$, un coefficient angulaire de frottement visqueux.

Ecrivons maintenant l'équation des débits de la servovalve:

$$k_{Qz}l\alpha - k_{Qp}p_{\text{h}} = f_x \frac{dx}{dt} + \frac{V_{\text{h}}}{2E} \frac{dp_{\text{h}}}{dt};$$

en la mettant sous forme symbolique et en effectuant des transformations qui s'imposent, on obtient

$$x(s) = \frac{1}{f_x}\left[k_{Qz}l\alpha(s) - k_{Qp}p_{\text{h}} - \frac{V_{\text{h}}}{2E}p_{\text{h}}s\right]\frac{1}{s}. \qquad (3.22)$$

Le schéma fonctionnel d'une telle servovalve, construit en tenant compte des équations (3.21) et (3.22), est donné sur la figure 70. En analysant ce schéma, on remarque que la charge $p_{\text{h}}(s)$ n'affecte

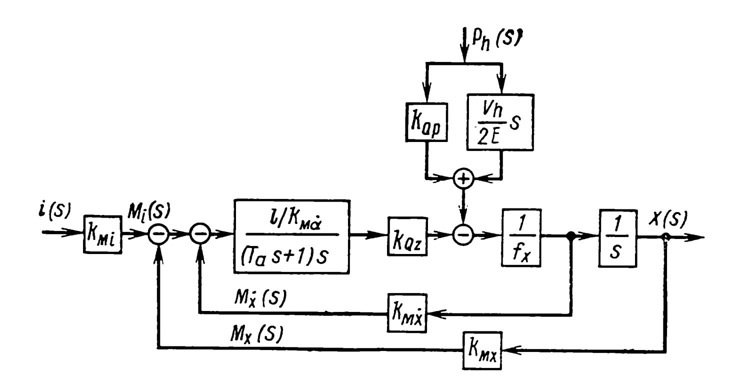


Fig. 70. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'une servovalve électrohydraulique à un étage avec asservissement de force en position et retour secondaire en vitesse

pas la vitesse de l'élément commandé de l'amplificateur hydraulique, vu que cette charge est exercée sur la partie du circuit contenant l'élément intégrateur et protégée par l'asservissement en vitesse de coefficient $k_{M\dot{x}}$. Toute variation de la vitesse sous l'action de la charge fait naître un signal d'erreur qui la ramène à sa valeur normale. Le rattrapage de l'erreur est également favorisé par l'existence d'un élément intégrateur dû à l'annulation de la raideur du moteur-couple. Une telle servovalve est donc pratiquement insensible aux charges sur le piston et aux variations de la pression amont. En revanche, ses propriétés dynamiques risquent d'être notablement influencées par la viscosité du fluide: en effet, les forces exercées sur le disque par le fluide contenu dans le piston creux dépendent non seulement de la vitesse du piston mais aussi de la viscosité du fluide.

Servovalve électrohydraulique avec asservissement de force en position et retour secondaire positif en pression de charge sur l'élément mobile du deuxième étage. La servovalve électrohydraulique représentée sur la figure 71 comprend les éléments suivants renfermés dans le corps *8*:

— un moteur-couple *1*;

— une palette *2* avec ressort d'asservissement *4* et deux tuyères *3*, *9*;

— deux orifices fixes *5*, *6*;

— un vérin hydraulique *7*.

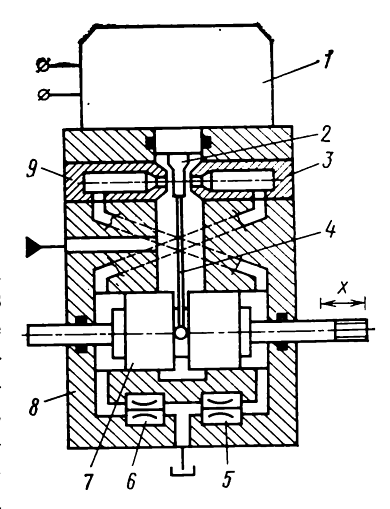


Fig. 71. Schéma d'une servovalve électrohydraulique à un étage avec asservissement de force en position et retour secondaire positif en pression de charge

Une particularité constructive de cette valve réside dans le fait que la pression d'alimentation n'arrive pas du côté de la tuyère mais du côté de la palette. Le fluide sortant de l'espace entre palette et tuyères va alimenter les chambres d'étranglement pour s'acheminer ensuite vers le réservoir à travers les orifices de restriction fixes. Une telle disposition fait naître un asservissement positif en pression de charge sur l'élément de sortie mobile de la servovalve. Chaque fois que la charge augmente, la chaîne d'asservissement accentue le déplacement de la palette et fait naître dans les canalisations d'utilisation une différence de pression qui compense l'augmentation de la charge.

Compte tenu du signe positif de la pression de charge, l'équation des couples sur l'arbre du moteur-couple s'écrira comme suit:

$$k_{Mi}\, i = I_{\text{a}} \frac{d^2\alpha}{dt^2} + k_{M\dot{\alpha}} \frac{d\alpha}{dt} + k_{M\alpha}\alpha + k_{Mx}x - k_{Mp}p_{\text{h}}.$$

Mettons cette équation sous forme symbolique et faisons les transformations qui s'imposent. Il vient

$$\alpha(s) = \frac{k_{Mi}i(s) - k_{Mx}x(s) + k_{Mp}p_{\text{h}}(s)}{k_{M\alpha}(T_{\text{a}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{a}}T_{\text{a}}s + 1)}. \tag{3.23}$$

L'équation des débits s'écrira:

$$k_{Qh}h - k_{Qp}p_{\text{h}} = f_x \frac{dx}{dt} + \frac{V_{\text{h}}}{2E} \frac{dp_{\text{h}}}{dt};$$

en la mettant sous forme symbolique, en faisant des transformations convenables et en opérant la substitution $\frac{V_{\text{h}}}{2Ek_{Qp}} = T_{\text{c}}$, on obtient:

$$x(s) = \frac{k_{Qh}h(s) - k_{Qp}(T_{\text{c}}s + 1)\,p_{\text{h}}(s)}{f_x(s)}. \tag{3.24}$$

Le schéma fonctionnel de la figure 72 est basé sur les équations (3.23), (3.24) et (3.12). Il montre que l'efficacité de l'asservissement en pression est déterminée par les paramètres fondamentaux du schéma d'amplification. En effet, il peut y avoir des combinaisons particulières de paramètres pour lesquelles la servovalve électrohydraulique cessera d'être stable. Pour définir le critère de stabilité statique de la servovalve, il convient d'isoler par la pensée le circuit délimité sur le schéma fonctionnel par la ligne en trait mixte. Assimilons

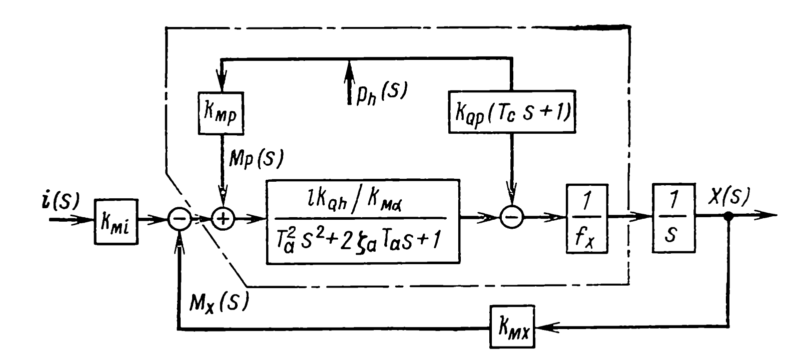


Fig. 72. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'une servovalve électrohydraulique à un étage avec asservissement de force en position et retour secondaire positif en pression de charge

la pression de charge à la grandeur d'entrée et la vitesse du piston à la grandeur de sortie ; supposons que les constantes de temps soient nulles, car il s'agit d'un régime permanent. L'équation du circuit marqué s'écrira alors

$$\frac{x(s)\,s}{p_h(s)}=\frac{1}{f_x}\left(\frac{k_{Mp}lk_{Qh}}{k_{M\alpha}}-k_{Qp}\right).$$

En annulant le premier membre de cette équation, ce qui correspond au cas où la vitesse du piston ne dépend pas de la pression de charge, on obtient le critère de stabilité statique d'une servovalve électrohydraulique avec asservissement positif en pression de charge sur l'élément de sortie :

$$\frac{k_{Mp}lk_{Qh}}{k_{M\alpha}}=k_{Qp}.$$

Puisque le coefficient de pente de la courbe débit-pression k_{Qp} et le coefficient de pente de la courbe de débit k_{Qh} dépendent tous les deux de la pression amont, il convient de prendre toute mesure utile en vue de stabiliser la pression d'alimentation, par exemple en montant un détendeur spécial.

§ 5. Servovalves électrohydrauliques avec asservissement en débit

Les servovalves électrohydrauliques asservies en débit sont destinées à transformer l'ordre de commande électrique en un débit proportionnel et plus puissant de fluide hydraulique dans les canalisations d'utilisation, et cela de telle sorte que le débit ne varie pas en fonction de la pression de charge.

En analysant les caractéristiques statiques généralisées d'un distributeur étrangleur à tiroir (voir chap. II, § 6), on a vu que le débit dans les canalisations d'utilisation devient d'autant plus petit que la pression de charge est plus forte. Si l'on veut que ce débit reste proportionnel au signal d'entrée et invariant par la pression de charge, on est obligé de munir la servovalve d'un détecteur de débit hydromécanique, dont la fonction consiste à comparer le débit d'utilisation avec le signal d'entrée, de produire un signal d'erreur et, d'après ce signal, d'assurer un déplacement du tiroir propre à rattraper la différence entre le débit mesuré et le débit à réaliser.

On voit sur la figure 73 un exemple de schéma d'une servovalve électrohydraulique à deux étages avec asservissement en débit. Ses éléments principaux, montés dans le corps *9*, sont :

— un moteur-couple *1* ;

— un distributeur comprenant une palette *2*, deux tuyères *3*, *13* et deux orifices fixes *7*, *10* ;

— un distributeur étrangleur à tiroir *8* ;

— un détecteur de débit constitué par un piston baladeur *4* à deux orifices, deux ressorts de centrage *5*, *12* et deux ressorts d'asservissement *6*, *11*.

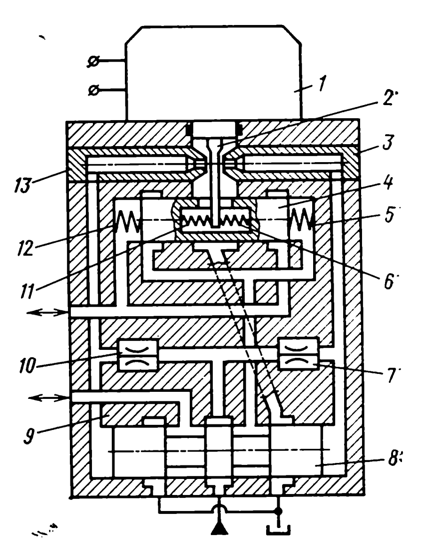


Fig. 73. Schéma d'une servovalve électrohydraulique à deux étages avec asservissement en débit

Quand un courant de commande attaque les bobinages du moteur-couple *1*, les forces électromagnétiques induites font naître sur son arbre de sortie un couple qui déplace la palette *2* par rapport à sa position neutre. La différence des résistances hydrauliques des orifices palette-tuyère provoque un déplacement du tiroir du distributeur *8* ; la vitesse de son déplacement est proportionnelle à la levée de la palette *2*. Cette manœuvre du tiroir établit une circulation de fluide dans les canalisations d'utilisation du distributeur. Après avoir traversé le récepteur hydraulique commandé, le fluide parvient aux orifices de retour du distributeur à tiroir, d'où il est acheminé

vers l'extrémité du piston baladeur *4* du détecteur de débit. Sous l'action de la différence de pression qui s'établit dans les chambres terminales du détecteur, le piston *4* s'écarte de sa position neutre en surmontant la résistance des ressorts de centrage *5*, *12*. Grâce à la forme rectangulaire des lumières du détecteur et à la faible course de son piston *4*, l'écart du piston reste proportionnel au débit dans les canalisations d'utilisation. Les ressorts *6*, *11* ont pour effet de transformer l'écart du piston baladeur *4* en un couple d'asservissement en débit qui vient s'opposer au couple électromagnétique. Au moment où les valeurs absolues de ces deux couples deviennent égales, la palette *2* revient au neutre et le tiroir du distributeur *8* s'immobilise dans une position qui est définie par le courant de commande et le débit d'utilisation.

Si une pression de charge apparaît dans les chambres de travail du distributeur *8*, le débit d'utilisation change par suite de l'effet de laminage ; le piston baladeur *4* du détecteur de débit s'écarte et provoque un déplacement de la palette *2*. Le tiroir du distributeur *8* s'écarte à son tour en ramenant le débit d'utilisation à sa valeur de consigne.

Les servovalves électrohydrauliques asservies en débit ont été mises au point non seulement pour assurer un débit indépendant de la pression de charge, mais aussi pour pouvoir adopter des tolérances moins sévères quant à la géométrie des orifices de dosage du distributeur à tiroir ; en effet, grâce au déplacement libre du tiroir, les orifices de la chemise peuvent avoir une forme quelconque, sans géométrie précise. Malheureusement, si tel est le cas, c'est le détecteur de débit qui pose des problèmes de fabrication tellement ardus que la servovalve devient trop compliquée ; les avantages liés à la construction simplifiée du distributeur à tiroir s'en trouvent anéantis. D'autre part, un détecteur de débit simple est sensible aux accélérations linéaires et présente des caractéristiques dynamiques médiocres en raison des forces de frottement sec.

L'inconvénient majeur, qui s'oppose à l utilisation massive des servovalves en débit, consiste dans le fait que le débit dans les canalisations d'utilisation n'est pas adapté à la vitesse des récepteurs hydrauliques raccordés à ces canalisations, à cause de la compressibilité du liquide dans les chambres de travail des récepteurs. De ce fait, le fonctionnement stable du système asservi commandant une servovalve en débit ne peut être garanti qu'en marche à vide. Dès que la moindre charge d'inertie est exercée sur le récepteur, il s'ensuit une instabilité à laquelle on ne peut remédier autrement qu'en introduisant un dispositif correcteur approprié. L'instabilité des systèmes asservis est causée en outre par l'inertie et les forces de frottement sec dans le détecteur de débit.

Une autre variante de servovalves électrohydrauliques avec asservissement en débit est la servovalve à un étage dont on voit le schéma fig. 74. Le signal d'asservissement négatif en débit y est fourni par la force hydrodynamique axiale qui est proportionnelle en géné-

ral au débit dans les orifices de dosage d'un distributeur étrangleur à tiroir ; son caractère négatif est confirmé par le fait qu'elle tend à provoquer la fermeture des orifices.

La servovalve en question est constituée essentiellement d'un moteur-couple *8* dont l'arbre *7* porte un levier d'entraînement *4*, et d'un distributeur étrangleur qui comprend un tiroir plat *2* suspendu élastiquement au-dessus de la plaque de distribution *1*. Un ergot à tête sphérique *9* assure la liaison entre le levier *4*, et le tiroir plat *2*.

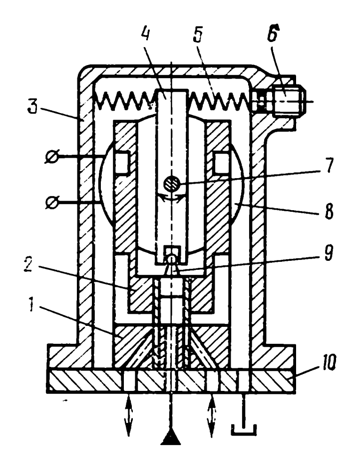


Fig. 74. Schéma d'une servovalve électrohydraulique à un étage avec asservissement en débit

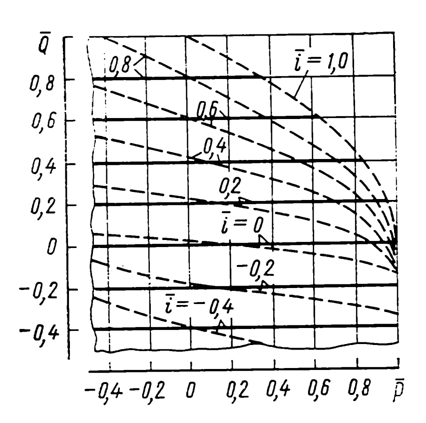


Fig. 75. Courbes débit-pression des servovalves :
en trait interrompu : sans asservissement en débit ; en trait plein : avec asservissement en débit

Le tiroir et le moteur-couple sont fixés sur la plaque de base *10* et protégés par le couvercle *3*. Deux ressorts de rappel *5* et une vis de calage *6* permettent le réglage du zéro de la servovalve.

Le tiroir plat suspendu par lames élastiques ne présente aucun frottement sec, ce qui facilite le passage du signal d'asservissement en débit.

Si l'on veut que le débit d'utilisation soit indépendant de la pression de charge, il faut que la raideur totale réduite à l'arbre du moteur-couple soit nulle ($k_{M\alpha} = 0$) ; on doit tenir compte de cette condition en choisissant le moteur-couple. Si la raideur est nulle, les deux couples exercés sur l'arbre se feront équilibre (il s'agit du couple moteur et du couple produit par la force hydrodynamique axiale, c'est-à-dire par le débit d'utilisation).

La figure 75 présente, en coordonnées sans dimension, les courbes débit-pression des servovalves considérées pour des valeurs différentes du courant de commande. On voit que l'introduction d'une chaîne d'asservissement en débit se traduit par un changement considérable des caractéristiques : elles deviennent horizontales, ce

qui signifie que le débit dans les canalisations d'utilisation de la servovalve cesse d'être fonction de la pression de charge et ne varie qu'en fonction du courant de commande.

§ 6. Servovalves électrohydrauliques avec asservissement en pression de charge

Les servovalves en pression de charge transforment le signal d'entrée électrique en une différence de pression proportionnelle dans les canalisations d'utilisation, indépendante du débit dans ces dernières. Le principe d'action d'une telle servovalve consiste à comparer la différence de pression dans les canalisations d'utilisation avec la différence de pression au niveau du premier étage de la servovalve.

Les servovalves de ce type équipent souvent les bancs d'essai et les machines de mise en charge; elles permettent de faire varier l'effort appliqué aux éléments, enveloppes et cadres des machines à essayer suivant une loi particulière affichée sur un appareil de commande électrique. Cela permet quelquefois de faciliter grandement les essais en les faisant au banc au lieu de les organiser hors de laboratoire.

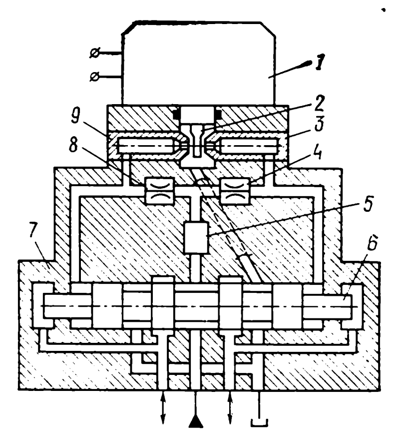


Fig. 76. Schéma d'une servovalve électrohydraulique à deux étages avec asservissement en pression de charge

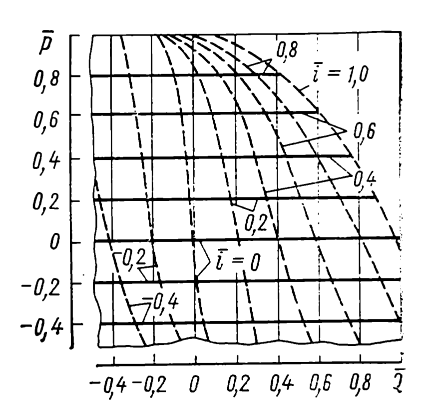


Fig. 77. Courbes pression-débit des servovalves:

en trait interrompu: sans asservissement en pression de charge; en trait plein: avec asservissement en pression de charge

La figure 76 donne le schéma d'une servovalve électrohydraulique avec asservissement en pression de charge. Le moteur-couple *1* et le distributeur étrangleur comprenant deux tuyères *3*, *9*, deux orifices fixes *4*, *8* et une palette *2* transforment l'ordre d'entrée en une différence de pression injectée dans les enceintes les plus rapprochées du distributeur à tiroir *6*. Les deux autres enceintes terminales sont convenablement raccordées aux canalisations d'utilisation de la ser-

vovalve. Un dispositif spécial *5* assure la stabilisation de la pression en amont du distributeur à palette et tuyères. Tous ces éléments sont logés dans un corps *7*.

Le courant de commande provoque un écart de la palette *2*; la différence de pression créée dans les enceintes rapprochées du distributeur à tiroir définit un déplacement axial du tiroir dans le sens correspondant au sens d'écart de la palette *2*. Puisque, dans un distributeur réel, la variation de la différence de pression dans les canalisations d'utilisation s'opère d'une façon graduelle, le déplacement du tiroir et le changement de la différence de pression dans ses canalisations d'utilisation feront varier graduellement la différence de pression dans les enceintes terminales du distributeur. Les canalisations d'asservissement sont raccordées en sorte que l'asservissement en pression de charge soit négatif. Le tiroir *6* s'immobilise au moment où l'effort axial provoqué par la différence de pression dans les chambres d'étranglement du distributeur à palette et tuyères devient égal à l'effort axial dû à la différence de pression dans les canalisations d'utilisation du distributeur à tiroir. Chaque fois qu'un changement de débit d'utilisation fait varier la différence de pression, l'équilibre des efforts axiaux sur le tiroir disparaît; le tiroir se déplace et ramène la différence de pression dans le distributeur à tiroir à sa valeur de consigne déterminée par la levée de palette, donc par le courant de commande.

La figure 77 donne les courbes pression-débit des servovalves électrohydrauliques sans asservissement en pression (en trait interrompu) et avec asservissement (en trait continu). L'introduction d'une chaîne d'asservissement négatif en pression de charge fait changer l'allure des caractéristiques statiques de la servovalve et les rend insensibles aux variations du débit.

CHAPITRE IV

COMMANDE ET ASSERVISSEMENT HYDRAULIQUES

§ 1. Commande hydraulique à distributeur étrangleur et source à pression constante

La figure 78 montre le schéma d'un système de commande hydraulique comprenant un distributeur étrangleur et alimenté par une source à pression constante. L'alimentation n'est pas représentée, vu que ses particularités sont importantes pour l'analyse des caractéristiques énergétiques. Nous considérerons dans ce paragraphe les systèmes de commande hydraulique avec distributeur étrangleur alimentés à partir d'une source qui assure une pression d'alimentation constante, $p_{al} = p_{ref} - p_{ret} = \text{const}$.

Le comportement de la commande hydraulique de la figure 78 est défini non seulement par les caractéristiques du distributeur et du récepteur hydraulique, mais aussi par la nature de la charge,

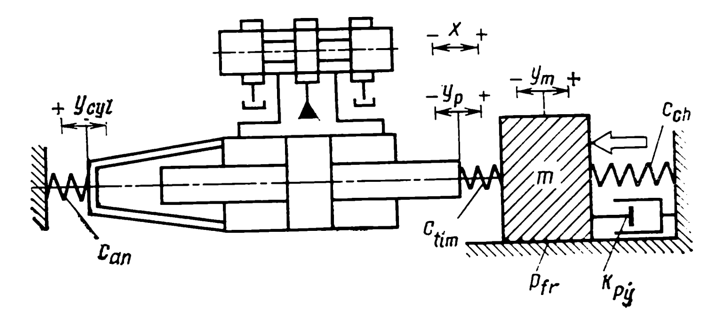


Fig. 78. Schéma d'une commande hydraulique à distributeur étrangleur montrant les charges appliquées, la raideur d'ancrage et la raideur de timonerie

ainsi que par la raideur d'ancrage et celle de la timonerie. Tout récepteur hydraulique, y compris un vérin hydraulique, subit l'action de différentes charges, en particulier des forces de frottement sec dans les joints d'étanchéité. Les forces les plus importantes sont:

— $P_m = m\frac{d^2y}{dt^2}$, la force définie par l'accélération de la masse qui constitue la charge;

— $P_{\dot{y}} = k_{P\dot{y}} \frac{dy}{dt}$, la force de frottement visqueux;

— $P_c = c_{ch} y$, la force due à la raideur de la charge;

— $P_{fr} = |P_{fr}| \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt}$, la force de frottement sec (elle peut se traduire en général par une courbe décroissante);

— P_0, une force constante.

Les forces $P_{\dot{y}}$ et P_{fr} s'opposent toujours au mouvement de la tige du vérin. Les forces P_c et P_0 peuvent agir dans les différents sens; on les affecte donc d'un signe approprié lors de la mise en équation. Enfin, le sens d'action de la force P_m dépend de l'état de la charge.

Le choix du schéma et la détermination de la commande hydraulique se font généralement en tenant compte de trois types de caractéristiques: statiques (de réglage), énergétiques et dynamiques.

Caractéristiques statiques. Soit une commande hydraulique comprenant un distributeur parfait à tiroir à quatre orifices et un vérin hydraulique à contre-tige dont le piston possède des surfaces utiles égales f_p des deux côtés. Compte tenu de l'équation (2.6) et de la relation entre l'effort sur la tige P_y et la pression de charge p déterminée par la surface utile du piston f_p, l'équation résumant les caractéristiques statiques généralisées d'une telle commande s'écrira comme suit:

$$v_y = \frac{\mu b x}{f_p} \sqrt{\frac{p_p - \operatorname{sgn} x \frac{P_y}{f_p}}{\rho}} = x k_{v_x} \sqrt{1 - \operatorname{sgn} x \frac{P_y}{f_p}} . \quad (4.1)$$

Le coefficient de pente de la courbe de vitesse k_{v_x} figurant dans la dernière équation,

$$k_{v_x} = \frac{\mu b}{f_p} \sqrt{\frac{p_p}{\rho}},$$

caractérise la pente de la courbe qui traduit la relation entre la vitesse du piston en marche à vide et la course du tiroir.

Pour transcrire l'équation (4.1) à l'aide de grandeurs sans dimension, il suffit de la diviser par la valeur maximale de la vitesse à vide pour $P_y = 0$ et $x = x_{max}$:

$$\bar{v}_y = \bar{x} \sqrt{1 - \operatorname{sgn} \bar{x} \bar{P}_y} , \quad (4.2)$$

où la force sans dimension appliquée sur la tige du vérin s'exprime par

$$\bar{P}_y = \frac{P_y}{f_p p_p} .$$

Ainsi donc, la courbe traduisant la relation entre la vitesse de la tige de vérin et la course du tiroir de distributeur a une pente qui dépend de la valeur et du signe de la force appliquée sur la tige. Cette relation est analogue à la caractéristique statique généralisée

d'un distributeur à tiroir parfait à quatre orifices (fig. 37), ce qui nous dispense de donner son graphique ici. Au contraire, l'allure de la courbe de vitesse présente un intérêt certain.

La figure 79, *a* donne (en trait plein) la courbe de vitesse d'une commande hydraulique parfaite (distributeur parfait, vérin sans frottement). Dans une commande réelle où il y a un jeu entre tiroir et chemise et des forces de frottement sec non négligeables dans le vérin, la réponse en vitesse a l'allure d'une courbe continue (en trait

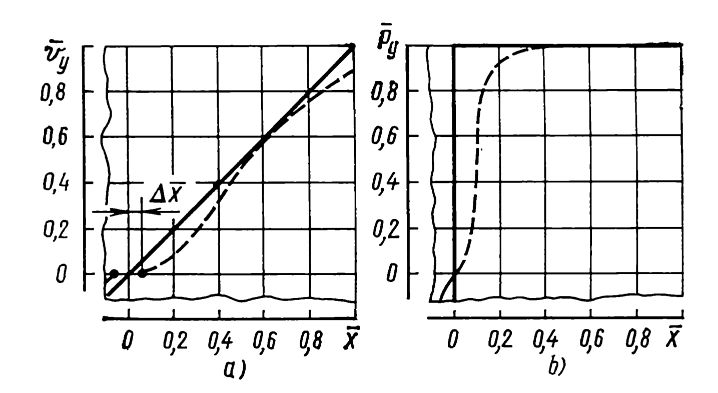


Fig. 79. Caractéristiques statiques d'une commande hydraulique à distributeur étrangleur et source à pression constante

interrompu sur la figure 79, *a*) qui, au lieu de prendre naissance à l'origine des coordonnées, part d'un point $\Delta\bar{x}$ dont le décalage de l'origine des abscisses définit l'étendue de la zone morte. La courbe de vitesse d'une commande hydraulique réelle présente toujours une telle zone morte, qui est due au frottement sec dans les joints d'étanchéité du vérin hydraulique.

Pour construire la courbe de force d'une commande hydraulique parfaite, il suffit d'annuler $\bar{v}_y$ dans (4.2):

$$\operatorname{sgn} \bar{x} \bar{P}_y = 1.$$

La figure 79, *b* donne la courbe de force d'une commande hydraulique parfaite en trait plein et celle d'une commande réelle en trait interrompu. La pente très prononcée de la courbe est déterminée par l'allure de la courbe de pression d'un distributeur réel, c'est-à-dire par la grandeur du jeu radial entre tiroir et chemise.

Dans certains cas, en vue de réduire l'encombrement du système, on utilise pour la commande proportionnelle de la vitesse un vérin hydraulique à simple tige. On en voit un exemple sur le schéma de la figure 80, *a*. Si tous les orifices du distributeur à tiroir ont même largeur, les courbes de réponse en vitesse d'une telle commande sont différentes, suivant que la tige du vérin est sortie ou rentrée.

Si le tiroir s'écarte vers la droite, la tige du vérin (fig. 80, *a*) sortira avec une vitesse v_s déterminée par l'ouverture des orifices *2*, *4*. Cette vitesse, qui dépend des débits par *2*, *4* et de l'effort sur la tige lié à la pression dans les chambres de travail du vérin, pourra être résumée à l'aide des deux équations suivantes:

$$v_s = \frac{Q_2}{f_A} = \frac{\mu b_2 x}{f_A} \sqrt{\frac{2\left(p_{ch} - \frac{P_A}{f_A}\right)}{\rho}} = \frac{Q_4}{f_B};$$

$$v_s = \frac{\mu b_4 x}{f_B} \sqrt{\frac{2 \frac{P_B}{f_B}}{\rho}}.$$

Cherchons la solution de ces deux équations par rapport à P_A et P_B respectivement, en précisant que

$$P_A - P_B = P_y$$

et en substituant au rapport des surfaces utiles une quantité sans dimension $\bar{f} = f_A/f_B$. L'équation obtenue définira la vitesse de

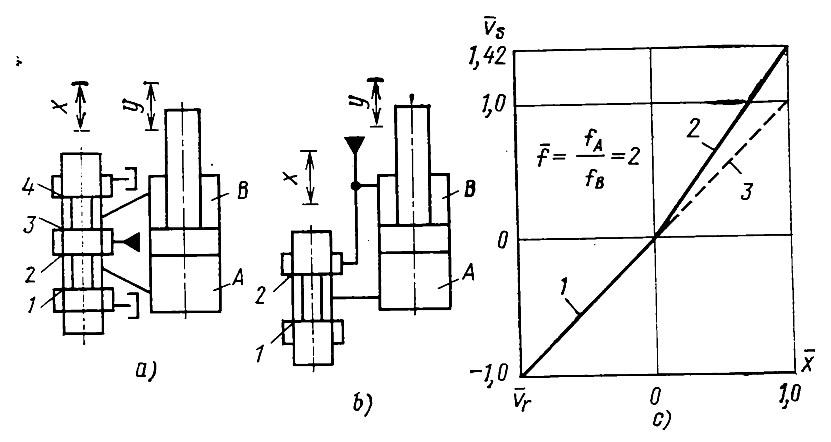


Fig. 80. Schéma d'adaptation d'un distributeur étrangleur à tiroir à un vérin hydraulique dissymétrique et allure des courbes de vitesse

lortie de la tige en fonction des paramètres de la commande hydraulique:

$$v_s = \frac{\mu x}{f_A} \sqrt{\frac{2(p_{ch} - P_y/f_A)}{\rho(1/b_2^2 + 1/\bar{f}^3 b_4^2)}}. \tag{4.3}$$

En définissant la vitesse de rentrée de la tige en fonction des paramètres de la commande, on obtient une équation analogue pour b_1, b_3 quelconques:

$$v_r = \frac{\mu x}{f_A} \sqrt{\frac{2(p_{ch} - \bar{f} P_y/f_A)}{\rho(1/\bar{f}^2 b_3^2 + \bar{f}/b_1^2)}}. \tag{4.4}$$

Supposons que la charge sur la tige soit nulle, les déplacements du tiroir par rapport à sa position neutre soient égaux et tous les orifices de distribution soient de même largeur. Pour définir le rapport des vitesses de sortie et de rentrée de la tige, il suffit de diviser (4.3) par (4.4):

$$\frac{v_s}{v_r} = \sqrt{f_A/f_B} = \sqrt{\bar{f}}.$$

Cela signifie que, la largeur de tous les quatre orifices étant la même, la vitesse de sortie est supérieure à la vitesse de rentrée de la tige (simple) du vérin hydraulique, vu que leur rapport est égal à la racine carrée du rapport de la surface utile du piston du côté sans tige à celle du côté de la tige.

Les courbes *1* et *2* de la figure 80, *c*, tracées en coordonnées sans dimension, caractérisent la réponse en vitesse de la commande hydraulique en question pour $\bar{f} = 2$ ayant ses quatre orifices de même largeur:

$$\bar{v}_s = \frac{v_s}{v_{r_{max}}}; \quad \bar{v}_r = \frac{v_r}{v_{r_{max}}}.$$

Considérons maintenant une commande hydraulique réelle munie d'un distributeur à tiroir à quatre orifices de même largeur et présentant un jeu entre tiroir et chemise. Quand le tiroir se trouve au neutre et la charge sur la tige est nulle, les pressions dans les deux chambres du vérin sont égales. Or, puisque le piston à simple tige présente des surfaces utiles inégales, l'équilibre des forces est rompu, et la tige commence à sortir avec une vitesse constante.

On peut remédier à ce défaut et garantir l'égalité des vitesses de tige à la sortie et à la rentrée en faisant les orifices *1*, *3* (fig. 80, *a*) un peu plus larges que *2*, *4*:

$$b_1 = b_3 = b_r > b_2 = b_4 = b_s.$$

La condition d'égalité des vitesses nécessaire pour réaliser des orifices de largeur inégale s'obtient en égalant les seconds membres de (4.3) et (4.4). Après certaines transformations, le rapport des largeurs des orifices garantissant l'égalité des vitesses s'écrira comme suit:

$$\frac{b_r}{b_s} = \sqrt{f_A/f_B} = \sqrt{\bar{f}}. \qquad (4.5)$$

Les courbes *1*, *3* de la figure 80, *c* traduisent la réponse en vitesse d'une commande hydraulique à piston dissymétrique vérifiant la condition (4.5).

Cette solution n'est valable que si la chemise présente des lumières rectangulaires. Dans tous les autres cas (saignée annulaire dans la chemise, lumières rondes, lumières de forme, etc.), pour commander un vérin dissymétrique, on peut utiliser un distributeur à tiroir à deux orifices branché selon le schéma de la figure 80, *b*. En effet, si l'on veut assurer l'égalité des vitesses de sortie et de rentrée, il

faut que les orifices de distribution soient de même largeur et que la surface utile du piston du côté sans tige soit deux fois supérieure à celle du côté avec tige:

$$f_A/f_B = \bar{f} = 2. \quad (4.6)$$

Pour une commande hydraulique parfaite (voir fig. 80, *b*), l'équation de vitesse vérifiant la condition (4.6) s'écrira comme suit:

$$v_y = \frac{\mu b x}{f_A} \sqrt{\frac{p_{ch} - \operatorname{sgn} x \frac{2P_y}{f_A}}{\rho}} = \frac{\mu b x}{2f_B} \sqrt{\frac{p_{ch} - \operatorname{sgn} x \frac{P_y}{f_B}}{\rho}}. \quad (4.7)$$

La charge étant nulle ($P_y = 0$), la vitesse du piston prend sa valeur maximale $v_{y_{max}}$ quand l'écart du tiroir x atteint son maximum x_{max}:

$$v_{y_{max}} = \frac{\mu b x_{max}}{2f_B} \sqrt{\frac{p_{ch}}{\rho}}. \quad (4.8)$$

L'équation sans dimension d'une commande hydraulique munie d'un distributeur à deux orifices s'obtient alors en divisant (4.7) par (4.8):

$$\frac{v_y}{v_{y_{max}}} = \frac{x}{x_{max}} \sqrt{1 - \operatorname{sgn} x \frac{P_y}{p_{ch} f_B}} = \bar{v}_y = \bar{x} \sqrt{1 - \operatorname{sgn} \bar{x} \bar{P}_y}. \quad (4.9)$$

Nous voyons donc que l'équation sans dimension de la caractéristique statique généralisée de la commande hydraulique possédant un distributeur parfait à deux orifices et un vérin à simple tige (4.9) est parfaitement analogue à celle de la commande avec distributeur parfait à quatre orifices et vérin à contre-tige (4.2).

Caractéristiques énergétiques. Une des caractéristiques de fonctionnement les plus importantes de la commande hydraulique est son *rendement*. Pour une commande équipée d'un distributeur étrangleur, le rendement dépend beaucoup du type de la pompe, ainsi que du régulateur de la pression d'alimentation. Nous définirons, dans le texte qui suit, les valeurs de rendement pour quelques systèmes de commande hydraulique à distributeur étrangleur. Pour simplifier l'analyse, on ne considérera que des commandes parfaites, c'est-à-dire exemptes de pertes de charge aux canalisations, de défauts mécaniques, de fuites, etc.

La figure 81, *a* donne le schéma d'une commande à distributeur étrangleur dont la source à pression constante est constituée par une pompe à débit constant avec soupape d'évacuation.

Abstraction faite de pertes de charge de toute sorte, la puissance développée par la pompe N_p est égale à

$$N_p = p_p Q_p.$$

La puissance consommée par le distributeur parfait et le récepteur hydraulique est

$$N_h = v_y P_y = P_y \frac{\mu b x}{f_p} \sqrt{\frac{p_p - \frac{P_y}{f_p}}{\rho}}.$$

D'où l'on déduit le rendement de la commande hydraulique en question :

$$\eta = \frac{N_h}{N_p} = \frac{\mu b x P_y}{f_p p_p Q_p} \sqrt{\frac{p_p - \frac{P_y}{f_p}}{\rho}}. \qquad (4.10)$$

Supposons que le débit Q_p de la pompe assure la vitesse maximale

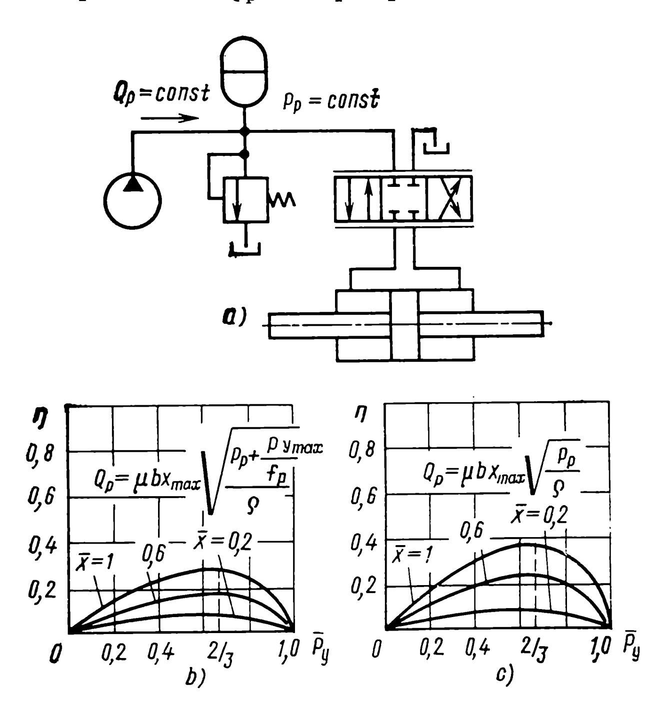


Fig. 81. Schéma d'une commande hydraulique alimentée par une pompe à débit constant avec soupape d'évacuation (*a*) et variation du rendement en fonction de la charge (*b*, *c*)

de la tige de vérin pour la charge maximale,

$$Q_p = \mu b x_{max} \sqrt{\frac{p_p + \frac{P_{y\,max}}{f_p}}{\rho}}.$$

La formule du rendement (4.10) se transcrira alors en grandeurs sans dimension:

$$\eta = \bar{x}\bar{P}_y \sqrt{\frac{1}{2}(1-\bar{P}_y)}. \qquad (4.11)$$

Les courbes exprimant le rendement en fonction de la charge $\bar{P}_y$ pour des valeurs fixes de $\bar{x}$ sont données sur la figure 81, *b*, *c*. On remarque qu'elles présentent le maximum pour $\bar{P}_y = 2/3$, valeur qu'on retrouve en dérivant (4.10) par rapport à $\bar{P}_y$ et en l'annulant.

On obtient le rendement maximal lorsque le déplacement du tiroir $\bar{x}$ est égal à 1 et que la charge $\bar{P}_y$ est égale à 2/3. En portant ces valeurs dans (4.11), on obtient le maximum de rendement pour la commande hydraulique dont la pompe fournit un débit Q_p assurant une vitesse maximale de la tige de vérin pour la plus grande charge favorable:

$$\eta_{max} = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{1}{2}\left(1-\frac{2}{3}\right)} \approx 0{,}27.$$

Supposons que Q_p soit égal au débit d'utilisation maximal pour la vitesse maximale du récepteur fonctionnant à vide:

$$Q_p = \mu b x_{max}\sqrt{\frac{p_p}{\rho}}.$$

La formule du rendement (4.10) s'écrira alors en grandeurs sans dimension:

$$\eta = \bar{x}\bar{P}_y\sqrt{1-\bar{P}_y}. \qquad (4.12)$$

Les courbes du rendement construites suivant la formule (4.12) sont données sur la figure 81, *c*. Ici encore, le maximum se situe vers $\bar{P}_y = 2/3$, tandis que le rendement maximal obtenu avec le déplacement maximal du tiroir est égal à

$$\eta_{max} = \frac{2}{3}\sqrt{1-\frac{2}{3}} \approx 0{,}38.$$

Le meilleur rendement est assuré en utilisant comme source à pression constante une pompe réglable asservie en pression et associée à un accumulateur hydraulique. Un tel système d'alimentation, qui fournit une pression de refoulement constante, assure un débit Q_p égal au débit consommé par le récepteur hydraulique de la commande.

La figure 82, *a* montre le schéma d'une commande hydraulique à distributeur étrangleur équipée d'une pompe réglable asservie en pression. Elle peut être alimentée, par exemple, à l'aide d'un accumulateur hydropneumatique. Le débit de la pompe d'une telle commande est égal en valeur absolue au débit consommé par le récepteur

hydraulique :

$$Q_p = \left| \mu b x \sqrt{\frac{p_p - \operatorname{sgn} x P_y / f_p}{\rho}} \right|,$$

aussi le rendement d'une telle commande hydraulique est-il proportionnel à la charge sur le récepteur hydraulique :

$$\eta = \bar{P}_y. \tag{4.13}$$

Sur la figure 82, *b* le rendement de la commande est exprimé en fonction de la charge sans dimension. Quand la puissance en aval du distributeur étrangleur est maximale, ce qui correspond à $\bar{P}_y = 2/3$, le rendement est approximativement égal à 0,67.

Ce rendement peut être sensiblement amélioré au cas où la pompe asservie présente la courbe pression-débit décroissante. C'est le cas

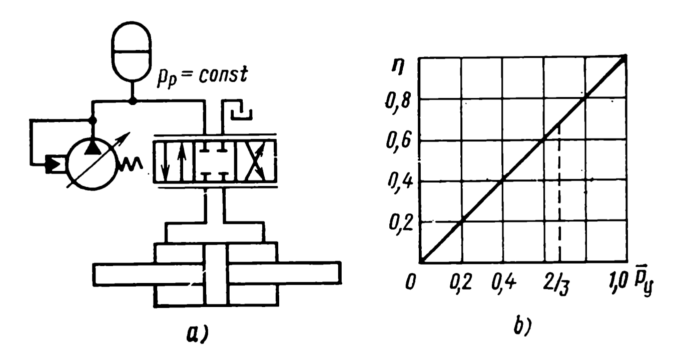


Fig. 82. Schéma d'une commande hydraulique alimentée par une source à pression constante (*a*) et variation du rendement en fonction de la charge (*b*)

de la commande hydraulique dont le schéma est donné sur la figure 83, *a*. La caractéristique de fonctionnement de la pompe asservie (fig. 83, *b*) montre que le débit consommé Q_p est d'autant plus réduit que la pression p_p en aval de la pompe est plus grande. La pente de la courbe est définie par un coefficient qui est fonction de la raideur du ressort de régulation de la pompe. Ce coefficient, noté k_{Qp}^{p}, sera appelé *coefficient de raideur* de la courbe de réglage de la pompe.

Dans le cas général, la pression en aval de la pompe se laisse définir par l'expression simplifiée

$$p_p = p_{p_{max}} - \frac{Q_p}{k_{Qp}^{p}}.$$

L'expression générale du rendement d'une telle commande hydraulique s'écrira alors

$$\eta = \frac{P_y}{f_p p_p (Q)}. \tag{4.14}$$

La courbe de la figure 83, *c*, construite d'après l'équation (4.14), illustre la variation du rendement en fonction de la valeur de l'effort sans dimension exercé sur la tige du vérin hydraulique.

En confrontant les formules de (4.11) à (4.14), ainsi que les courbes respectives de $\eta = f(\overline{P}_y)$, on s'assure que le meilleur rendement (0,8 à 0,9) peut être obtenu en utilisant une pompe à débit réglable asservie en pression et présentant une courbe $p_p = f(Q_p)$ décroissante. Quant aux commandes hydrauliques alimentées par une pompe à débit constant munie d'une soupape d'évacuation, elles n'ont qu'un rendement médiocre (0,2 à 0,38), ce qui limite leur emploi aux systèmes où le rendement assuré est moins primordial que, par exemple, le coût et la facilité d'exécution.

Fig. 83. Schéma d'une commande hydraulique à pompe réglable (*a*), courbe débit-pression de la pompe (*b*) et variation du rendement de la commande en fonction de la charge sans dimension (*c*)

Sur la figure 84, *a* on voit le schéma d'une commande hydraulique équipée d'un distributeur étrangleur à tiroir à deux orifices et alimentée par une pompe réglable asservie en pression et associée à un accumulateur hydraulique. Le distributeur commande un vérin hydraulique à rapport de surfaces utiles de 2 : 1.

Le débit consommé pour la sortie de la tige est égal à $f_A v_s - f_B v_s$ (car $f_A = 2f_B$), et pour la rentrée de la tige, à $f_B v_r$. On a donc $Q_p = f_B v_r$. Compte tenu de (4.7), la puissance consommée par la commande hydraulique s'écrira

$$N_h = P_y \frac{\mu b x}{2 f_B} \sqrt{\frac{p_p - P_y/f_B}{\rho}},$$

la puissance fournie par la source d'alimentation étant égale à

$$N_p = p_p \frac{\mu b x}{2} \sqrt{\frac{p_p - P_y/f_B}{\rho}}.$$

Le rendement de la commande hydraulique en question s'écrira donc

$$\eta = \frac{N_h}{N_p} = \frac{P_y}{p_p f_B} = \overline{P}_y.$$

La courbe $\eta = f(\overline{P}_y)$ tracée sur la figure 84, *b* est identique à la courbe de rendement de la commande hydraulique munie d'un distributeur étrangleur à quatre orifices qu'on voit sur la figure 82.

On obtient de la même manière les courbes de rendement pour des commandes hydrauliques dotées d'un distributeur à tiroir à deux

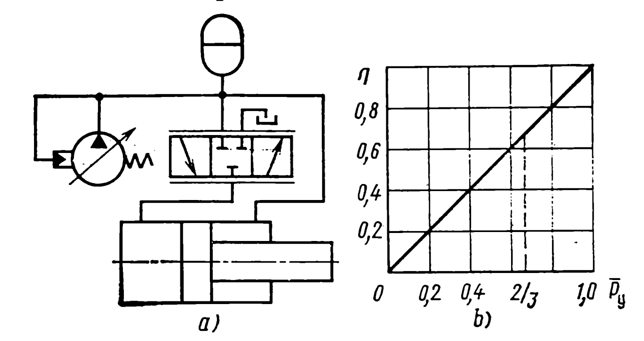


Fig. 84. Schéma d'une commande hydraulique avec distributeur à tiroir à deux orifices et vérin à simple tige (*a*) et variation du rendement en fonction de la charge (*b*)

orifices et d'un vérin à simple tige et alimentées à partir de n'importe quelle autre source de pression.

Les caractéristiques statiques et énergétiques comparatives montrent que les systèmes utilisant un distributeur à quatre et à deux orifices sont sensiblement équivalents; le choix de tel ou tel système ne sera donc dicté que par des considérations constructives.

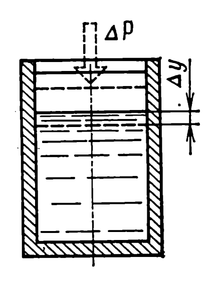


Fig. 85. Schéma d'un vérin hydraulique élémentaire

Caractéristiques dynamiques. En étudiant le comportement dynamique d'une commande hydraulique, on doit prendre en considération la compressibilité du fluide hydraulique qui dépend de la quantité de gaz non dissous. La compressibilité du fluide se traduit par une qualité qu'on appelle *raideur hydraulique* du récepteur.

Considérons le schéma d'un vérin hydraulique élémentaire (fig. 85). Il se compose d'un cylindre aux parois absolument rigides et d'un piston bien rodé. L'enceinte limitée par les parois du cylindre et du piston est remplie d'un liquide compressible. Un effort ΔP exercé sur le piston de surface f provoque un déplacement du piston Δy dont la valeur est fonction de l'élasticité des fluides (liquide et gaz).

Le module d'élasticité volumique est

$$E=\frac{V\Delta p}{\Delta V}.$$

On a dans les conditions décrites

$$\Delta p=\frac{\Delta P}{f_p} \text{ et } \Delta V=f_p\Delta y,$$

si bien que

$$E=\frac{V\Delta P}{f_{\text{p}}^2\Delta y} \quad \text{ou} \quad \frac{\Delta P}{\Delta y}=\frac{Ef_{\text{p}}^2}{V}.$$

Puisque le rapport de la force au chemin caractérise la raideur, cette dernière équation définit la raideur hydraulique du vérin élémentaire:

$$c'_{\text{h}}=\frac{Ef_{\text{p}}^2}{V}. \tag{4.15}$$

Considérons un vérin hydraulique à deux tiges relié selon le schéma de la figure 86, *a* à un distributeur réel à quatre orifices dont le tiroir se trouve au neutre. Si les recouvrements axiaux et les largeurs de tous les quatre orifices sont égaux, les pressions p_0 dans chaque enceinte de travail du vérin sont les mêmes, sensiblement égales à la moitié de la pression d'alimentation. Le fluide contenu dans les chambres du vérin se trouve donc à l'état comprimé.

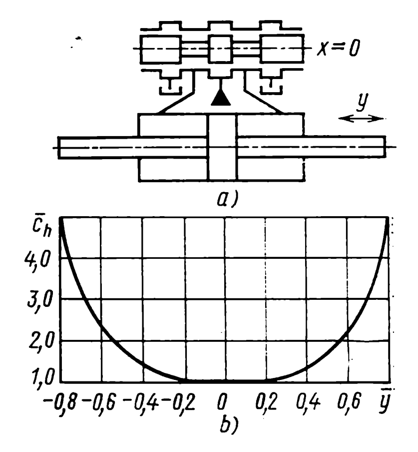


Fig. 86. Schéma d'un vérin hydraulique à deux tiges commandé par un distributeur réel à tiroir (*a*) et variation de la raideur hydraulique sans dimension du vérin en fonction de la coordonnée sans dimension du piston (*b*)

En vertu de la formule (4.15), la raideur hydraulique de la chambre de gauche du vérin est égale à

$$c_{\text{h}_1}=\frac{Ef_{\text{p}}^2}{V_1},$$

et celle de la chambre de droite, à

$$c_{\text{h}_2}=\frac{Ef_{\text{p}}^2}{V_2}.$$

Compte tenu de la précompression du fluide dans les chambres, la raideur hydraulique totale du vérin à deux tiges est égale à la somme des raideurs de ses deux chambres:

$$c_{\text{h}}=c_{\text{h}_1}+c_{\text{h}_2}=\frac{Ef_{\text{p}}^2}{V_1}+\frac{Ef_{\text{p}}^2}{V_2}=Ef_{\text{p}}^2\left(\frac{1}{V_1}+\frac{1}{V_2}\right).$$

Rappelons que le volume de chaque chambre de travail du vérin hydraulique est

$$V_1=(y_{\max}-y)\,f_{\text{p}}$$

et

$$V_2=(y_{\max}+y)\,f_{\text{p}}.$$

La formule de la raideur totale du vérin hydraulique s'écrira alors comme suit :

$$c_{\text{h}} = Ef_{\text{p}}^2 \left[\frac{1}{(y_{\max} + y) f_{\text{p}}} + \frac{1}{(y_{\max} - y) f_{\text{p}}} \right]. \tag{4.16}$$

Nous voyons donc que la raideur totale ne dépend pas seulement du module E mais aussi de la position du piston y. La raideur hydraulique d'un tel vérin est minimale pour $y = 0$, c'est-à-dire quand le piston est au neutre ; les volumes de ses chambres de travail sont alors

$$V_1 = V_2 = V_0 = f_{\text{p}} y_{\max}.$$

La formule définissant la raideur minimale s'écrit donc

$$c_{\text{h}} = \frac{2Ef_{\text{p}}^2}{V_0}. \tag{4.17}$$

Pour cerner l'influence de la position du piston à deux tiges sur la raideur hydraulique du vérin, il est commode d'introduire la notion de *raideur hydraulique sans dimension.* C'est un coefficient sans dimension qu'on obtient en divisant l'équation (4.16) par (4.17) :

$$\bar{c}_{\text{h}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1+\bar{y}} + \frac{1}{1-\bar{y}} \right). \tag{4.18}$$

La variation de la raideur hydraulique sans dimension du vérin en fonction de la position sans dimension du piston à deux tiges est illustrée sur la figure 86, *b*. Tant que l'écart du piston reste faible, la raideur hydraulique ne varie que fort peu. Si l'on ajoute au volume des chambres celui des canalisations d'utilisation, l'insensibilité devient encore plus prononcée.

Au début de ce paragraphe, nous avons déjà dit que le fonctionnement de la commande hydraulique est tributaire des forces exercées sur le récepteur, de la raideur de timonerie et de la raideur d'ancrage (voir fig. 78).

En pratique, ces sollicitations peuvent être isolées ou cumulées en différentes combinaisons. La force résultante appliquée sur la tige du vérin hydraulique se compose donc de différentes charges partielles:

$$P_y = P_m + P_{\dot{y}} + P_{\text{c}} + P_{\text{fr}} + P_0,$$

ou

$$P_y = m \frac{d^2y}{dt^2} + k_{P\dot{y}} \frac{dy}{dt} + c_{\text{ch}} y + |P_{\text{fr}}| \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} + P_0. \tag{4.19}$$

En admettant que $c_{\text{an}} \to 0$ et $c_{\text{tim}} \to 0$, l'équation des débits de la commande hydraulique représentée sur la figure 78 s'écrira comme suit :

$$\mu bx \sqrt{\frac{p_{\text{r}} - \operatorname{sgn} xp}{\rho}} = f_{\text{p}} \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}. \tag{4.20}$$

Des deux termes du second membre de (4.20) le premier définit le débit nécessaire pour déplacer le piston de vérin, et le second, le débit de compressibilité du fluide.

L'équation des pressions tient compte de la charge sur le piston et de la surface utile de ce dernier:

$$p = \frac{P_y}{f_p}. \tag{4.21}$$

Cherchons la solution du système d'équations (4.19), (4.20) et (4.21) en tenant compte de (4.17). En faisant des transformations convenables et les substitutions

$$\frac{\mu b}{f_p}\sqrt{\frac{p_r}{\rho}} = k_{vx} \quad \text{et} \quad \frac{k_{pQ}}{f_p} = k_{pv},$$

on aboutit à l'équation générale définissant le comportement dynamique d'une commande hydraulique parfaite à distributeur étrangleur:

$$x k_{vx} c_h \times$$
$$\times \sqrt{1 - \operatorname{sgn} x \frac{1}{f_p p_r}\left(m\frac{d^2y}{dt^2} + k_{P\dot{y}}\frac{dy}{dt} + c_{ch}y + |P_{fr}| \operatorname{sgn} x \frac{dy}{dt} + P_0\right)} =$$
$$= m\frac{d^3y}{dt^3} + k_{Pv}\frac{d^2y}{dt^2} + (c_h + c_{ch})\frac{dy}{dt} + \frac{d}{dt}\left(|P_{fr}| \operatorname{sgn}\frac{dy}{dt}\right) + P_0.$$

Cette équation a été établie en consentant diverses hypothèses simplificatrices, à savoir:

— les volumes des chambres de travail du vérin hydraulique sont égaux;

— le distributeur à tiroir présente des caractéristiques de fonctionnement parfaites;

— le module d'élasticité volumique est indépendant de la pression, etc.

Malgré ces simplifications, l'équation présente des difficultés de calcul quasi insurmontables, même si l'on se borne à une charge unique. Le plus souvent, la résolution de pareilles équations se fait sur ordinateur.

L'équation du comportement dynamique de la commande hydraulique devient encore plus compliquée si l'on est obligé de tenir compte de la différence qui existe entre les chambres du récepteur.

Dans la pratique, au stade de détermination initiale des caractéristiques de fonctionnement, on utilise souvent un modèle linéarisé de commande hydraulique qui permet de faire intervenir la *fonction de transfert* et d'analyser le comportement dynamique du système à l'aide des méthodes perfectionnées et bien connues de la théorie des systèmes linéaires. Il est à noter cependant que la méthode de la fonction de transfert ne tient compte que des forces qui dépendent d'une façon linéaire de la position de la tige et des grandeurs dérivées de cette position.

Dans les conditions de fonctionnement réelles d'une commande et surtout d'un asservissement hydraulique, c'est l'inertie de la charge qui présente le plus grand danger de dépassement ou de pompage du système.

Le comportement dynamique du modèle linéarisé d'une commande hydraulique se résume par une équation générale qui tient compte de l'inertie de la charge, de la compressibilité du fluide hydraulique, de la raideur de timonerie et d'ancrage. Tout d'abord, il est nécessaire d'écrire un système d'équations différentielles définissant tous les facteurs marqués sur la figure 78.

Equation des différences de pression :

$$k_{px}x - k_{pQ}Q = \frac{m}{f_{\mathrm{p}}}\frac{d^2y_m}{dt^2}. \tag{4.22}$$

Equation des débits :

$$Q = f_{\mathrm{p}}\frac{d}{dt}(y_{\mathrm{p}} + y_{\mathrm{cyl}}) + \frac{V_0}{2E}\frac{dp}{dt}. \tag{4.23}$$

Avant de chercher la solution de ce système qui nous fournira la relation dynamique entre la position de la charge (masse) y_m et le déplacement du tiroir x, nous devons écrire les équations des forces, qui permettront de définir la grandeur de sortie cherchée en fonction des variables p, y_{p} et y_{cyl}.

Equations des forces :

$$f_{\mathrm{p}}p = m\frac{d^2y_m}{dt^2}; \quad c_{\mathrm{t}}(y_{\mathrm{p}} - y_m) = m\frac{d^2y_m}{dt^2}; \quad c_{\mathrm{an}}y_{\mathrm{cyl}} = m\frac{d^2y_m}{dt^2}.$$

Explicitons les variables :

$$p = \frac{m}{f_{\mathrm{p}}}\frac{d^2y_m}{dt^2}; \tag{4.24}$$

$$y_{\mathrm{p}} = \frac{m}{c_{\mathrm{t}}}\frac{d^2y_m}{dt^2} + y_m; \tag{4.25}$$

$$y_{\mathrm{cyl}} = \frac{m}{c_{\mathrm{an}}}\frac{d^2y_m}{dt^2}. \tag{4.26}$$

La solution des équations simultanées (4.22) à (4.26) mises sous forme symbolique, après des transformations qui s'imposent, nous conduit à la fonction de transfert de la commande hydraulique liée à une masse :

$$\frac{y_m(s)}{x(s)} = \frac{k_{vx}}{(T^2s^2 + 2\zeta Ts + 1)\,s}, \tag{4.27}$$

où

$$k_{vx} = \frac{k_{px}}{k_{pQ}f_{\mathrm{p}}} = \frac{k_{Qx}}{f_{\mathrm{p}}}; \tag{4.28}$$

$$T = \sqrt{m\left(\frac{1}{c_{\mathrm{h}}} + \frac{1}{c_{\mathrm{an}}} + \frac{1}{c_{\mathrm{t}}}\right)}; \tag{4.29}$$

$$\zeta = \frac{1}{2k_{pQ}f_{\mathrm{p}}^2}\sqrt{\frac{m}{\frac{1}{c_{\mathrm{h}}} + \frac{1}{c_{\mathrm{an}}} + \frac{1}{c_{\mathrm{t}}}}} = \frac{k_{Qp}}{2f_{\mathrm{p}}^2}\sqrt{\frac{m}{\frac{1}{c_{\mathrm{h}}} + \frac{1}{c_{\mathrm{an}}} + \frac{1}{c_{\mathrm{t}}}}}. \tag{4.30}$$

Si la timonerie et l'ancrage ont une raideur infinie, la fonction de transfert de la commande liée à la masse s'écrira par analogie à (4.27), à ceci près que la constante de temps T et le coefficient d'amortissement relatif ζ auront des valeurs différentes:

$$T=\sqrt{\frac{m}{c_{\mathrm{h}}}}=\frac{1}{f_{\mathrm{p}}}\sqrt{\frac{V_0 m}{2E}}\,; \tag{4.31}$$

$$\zeta=\frac{k_{Qp}}{f_{\mathrm{p}}^2}\sqrt{mc_{\mathrm{h}}}=\frac{k_{Qp}}{f_{\mathrm{p}}}\sqrt{\frac{mE}{2V_0}}\,. \tag{4.32}$$

Ainsi donc, la fonction de transfert de la commande hydraulique à distributeur étrangleur liée à une masse est le produit de trois quantités qui définissent respectivement l'étage d'amplification, l'étage d'oscillation et l'étage d'intégration.

La transmittance k_{vx} est fonction du coefficient de pente de la courbe de débit k_{Qx} du distributeur et de la surface utile du piston f_{p}. Leur influence est résumée par la formule (4.28).

La constante de temps T, pour $c_{\mathrm{an}} \to \infty$ et $c_{\mathrm{t}} \to \infty$, est définie, conformément à la formule (4.31), par quatre paramètres dont les plus importants sont la masse de la charge m, le volume initial des chambres de travail du vérin hydraulique V_0 et le module d'élasticité volumique E. L'élasticité d'ancrage c_{an} et l'élasticité de timonerie c_{t} font croître la constante de temps T de l'étage d'oscillation (4.29).

Quant au coefficient d'amortissement relatif ζ, il caractérise tant la durée du processus transitoire que la valeur de dépassement. Dans le cas général, il définit la nature du régime transitoire. Les formules (4.30), (4.32) montrent que le coefficient d'amortissement relatif ζ est influencé non seulement par les coefficients de raideur de l'ancrage c_{an} et de la timonerie c_{t}, mais aussi par la masse de la charge m, le volume initial des chambres de travail du vérin V_0, le module d'élasticité volumique E, la surface utile du piston f_{p} et le coefficient de pente de la courbe débit-pression k_{Qp} du distributeur. C'est d'ailleurs ce dernier coefficient qui affecte le plus la valeur de ζ. Or, dans les commandes à distributeur étrangleur, tout accroissement de k_{Qp} provoque une augmentation du débit improductif, et *vice versa.* C'est pourquoi, afin de minimiser le débit de fuite d'un système lié à une masse d'inertie notable, on adopte un coefficient d'amortissement relatif entre 0,08 et 0,4, en fonction de la masse de la charge et des paramètres de la commande hydraulique. Pour certaines valeurs de la masse, la tendance à l'oscillation devient si forte qu'on est obligé de mettre en œuvre des dispositifs correcteurs appropriés.

Dans les cas où le débit de fuite ne constitue pas un défaut grave, on cherche à élever le coefficient d'amortissement relatif en utilisant un distributeur à fuites permanentes ou en faisant communiquer les chambres de travail du vérin avec un orifice de restriction. Le coefficient de pente de la courbe débit-pression k_{Qp} du distributeur devient alors plus grand, et le coefficient de pente de la courbe de pression

k_{px}, plus petit ; la commande hydraulique étant soumise à une charge, par exemple sous forme des forces de frottement sec, sa réponse en vitesse présente dans ce cas une zone morte, tandis que les caractéristiques statiques de la commande deviennent plus sensibles aux charges extérieures.

§ 2. Commande hydraulique à distributeur étrangleur et source à débit constant

Le débit constant est fourni par une pompe non réglable, simple et relativement peu coûteuse. Son emploi dans un système à pression d'alimentation constante (voir fig. 81, *a*) ne présente aucun avantage, surtout lorsqu'il s'agit de commander des courants de liquide puissants. En effet, quand le signal de commande est faible ou nul, il se produit une perte de puissance préjudiciable qui provoque l'échauffement du fluide hydraulique.

De ce point de vue, il y a intérêt à équiper la commande hydraulique d'une pompe à débit constant pilotée par un distributeur à tiroir à recouvrement négatif (à fuites permanentes). Une commande de ce type, dont on voit le schéma fig. 87, *a*, comprend une pompe à débit constant *1*, une soupape de sûreté *2*, un distributeur à tiroir à recouvrement négatif *3* et un vérin hydraulique *4*.

Les orifices de distribution sont dimensionnés de façon que la pression de refoulement p_{ref_0} correspondant à la position neutre du tiroir soit petite devant la pression maximale $p_{\text{ref}_{\max}}$. La pression maximale $p_{\text{ref}_{\max}}$ est fonction de la valeur de réglage de la soupape de sûreté *2*. On a généralement $p_{\text{ref}_0}/p_{\text{ref}_{\max}} \approx 0{,}05$.

Les commandes de ce type présentent une relation non linéaire très complexe entre le déplacement du tiroir, la variation de la pression de refoulement et le changement du débit d'utilisation. Leurs caractéristiques statiques se prêtent donc difficilement au calcul par des méthodes analytiques. Au lieu de celles-ci, on procède souvent à la recherche graphique des caractéristiques, fondée sur l'établissement expérimental des courbes de passage des orifices de distribution [30].

Les courbes tracées en coordonnées sans dimension $\bar{Q} = Q/Q_{\text{ref}}$, $\bar{x} = x/x_{\max}$ et $\bar{p} = p/p_{\text{ref}_0}$ sur la figure 87, *b*, *c*, *d* expriment les caractéristiques statiques généralisées d'une commande hydraulique du type décrit, qui ont été obtenues par détermination graphique et confirmées par des essais.

La courbe de pression conserve une pente très faible tant que l'écart du tiroir reste petit; les commandes de ce type sont donc très sensibles au frottement sec, ce qui explique l'existence d'une grande zone morte dans leur réponse en vitesse.

La courbe débit-pression (en trait fort sur la figure 87, *c*) est très raide, ce qui montre que le système est extrêmement sensible à la charge extérieure.

La courbe de débit (en trait fort sur la figure 87, *d*) reste linéaire, quel que soit l'écart du tiroir. D'autre part, la pente de la courbe du débit en fonction de l'écart du tiroir est très influencée par la charge, ce qui est nettement visible surtout lorsque les variations de la charge restent faibles.

La commande hydraulique avec pompe à débit constant, dont on voit le schéma sur la figure 88, *a*, est exempte de ces inconvénients.

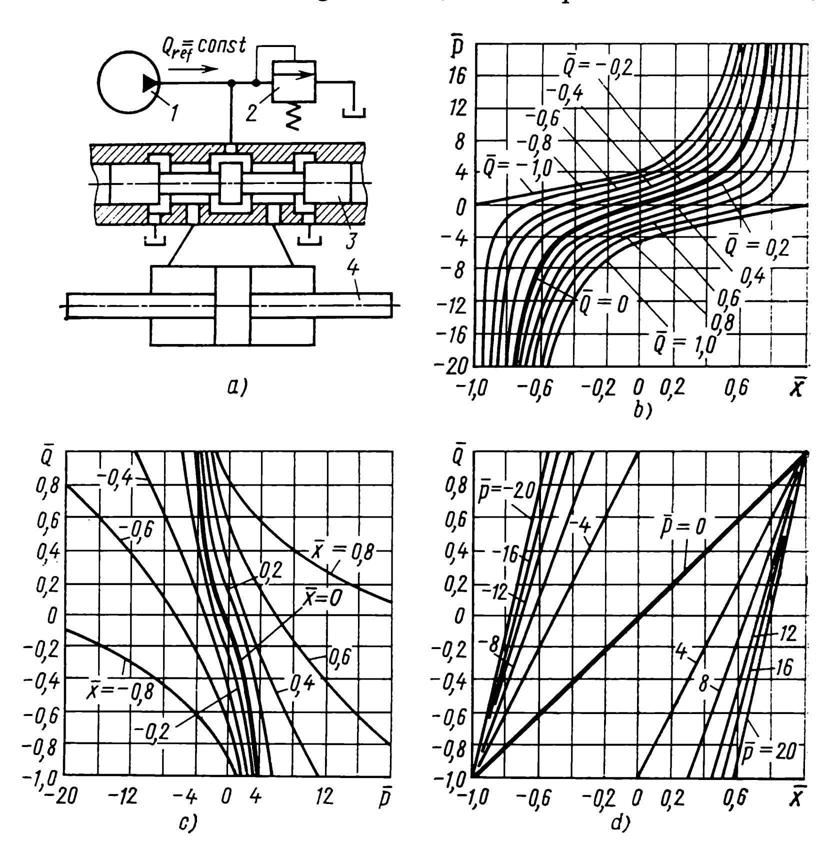


Fig. 87. Schéma et caractéristiques statiques généralisées d'une commande hydraulique à distributeur étrangleur à recouvrement négatif et source à débit constant

Dans le cas précédent (voir fig. 87, *a*) la pression de refoulement était définie par la pression de charge sur le récepteur hydraulique et le rapport des sections de passage des orifices de distribution, donc par la position du tiroir. Par contre, avec la nouvelle disposition, la pression de refoulement est contrôlée par l'ouverture d'un orifice spécial ménagé dans la partie gauche du distributeur. Quant au distributeur proprement dit du type à tiroir, il possède quatre orifices de dosage à recouvrement nul.

Quand le tiroir du distributeur *3* est au neutre, le débit fourni par la pompe *1* retourne au réservoir, à quelques faibles fuites près, en passant par l'orifice spécial du distributeur; les arêtes de travail des quatre orifices de dosage du distributeur coupent la communication entre les canalisations d'utilisation, de retour et de refoulement.

Quand le tiroir s'écarte de sa position neutre, les canalisations énumérées se trouvent mises en communication; l'accroissement de la résistance hydraulique offerte par l'orifice spécial provoque une

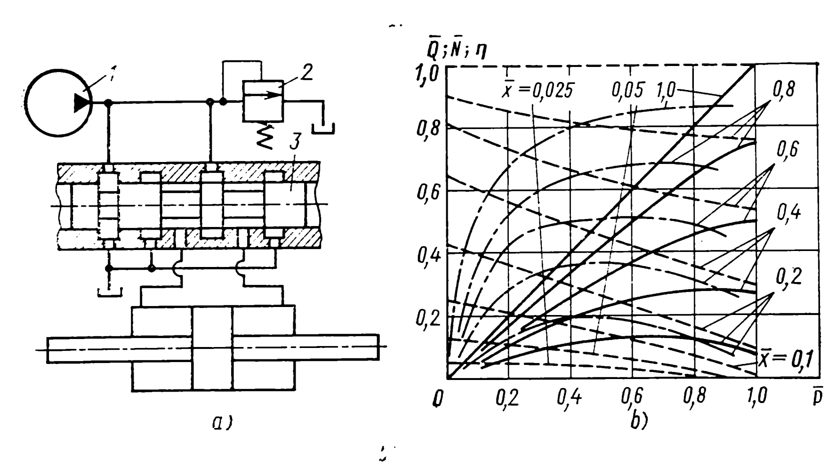


Fig. 88. Schéma et caractéristiques d'une commande hydraulique à débit constant avec distributeur étrangleur à orifice pilote

augmentation de la pression au refoulement. Le fluide hydraulique sous pression traversera l'orifice de dosage correspondant du distributeur proprement dit. Plus le déplacement du tiroir est grand, plus la pression de refoulement augmente.

Puisque la variation de la pression amont est commandée non seulement par la pression de charge mais aussi par la résistance hydraulique de l'orifice spécial, celui-ci peut être appelé *orifice pilote*. Le schéma proposé utilise un principe de régulation dit « série-parallèle ».

La pression de refoulement maximale est déterminée par la valeur de réglage de la soupape de sûreté *2*.

En considérant les deux commandes hydrauliques alimentées par une source à débit constant, on s'assure que le système à distributeur étrangleur à orifice pilote (fig. 88, *a*) présente toute une série d'avantages par rapport au système à distributeur à fuites permanentes (fig. 87, *a*), à savoir:

— son rendement maximal est plus élevé;

— sa courbe de pression a une pente assez prononcée;

— son coefficient de glissement assure une bonne raideur de la caractéristique de charge.

Dans le système à orifice pilote, le rendement est déterminé par la pression de charge, l'écart du tiroir et le rapport entre les valeurs maximales des résistances hydrauliques de l'orifice pilote et des orifices de dosage en série (k_R). Pour $\bar{x} = 1$, $\bar{p} = 0{,}4$ à $0{,}9$ et $k_R = 2{,}5$ à $3{,}3$, le rendement d'une telle commande hydraulique peut atteindre 0,8 ou 0,9.

La figure 88, *b* donne les courbes débit-pression (trait interrompu), les courbes de puissance (trait plein) et les courbes de rendement (trait mixte) pour la commande hydraulique du type considéré. En les confrontant avec celles de la figure 87, on s'assure que le système à débit constant et orifice pilote (fig. 88, *a*) est incontestablement plus avantageux que le système où le fluide envoyé à débit constant n'est étranglé que dans les orifices de dosage du distributeur à recouvrement négatif (fig. 87, *a*).

Comparés avec les systèmes à pression constante, les commandes hydrauliques utilisant une source à débit constant présentent certains inconvénients, dont les plus graves sont :

— la difficulté de branchement de plusieurs commandes en parallèle ;

— la répercussion trop sensible de la compressibilité du liquide sur le comportement en régime dynamique.

Cette dernière circonstance revêt une importance toute particulière dans les asservissements, ainsi que dans les systèmes qui doivent avoir une très grande rapidité de réponse.

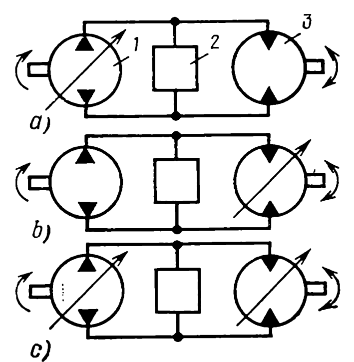


Fig. 89. Schémas simplifiés de la régulation volumétrique de la vitesse du récepteur

§ 3. Commande hydraulique à régulation volumétrique

La régulation volumétrique est un procédé particulier employé pour faire varier la vitesse du récepteur hydraulique. Une commande hydraulique à régulation volumétrique est constituée essentiellement par une pompe, un récepteur, des canalisations d'utilisation et des organes hydrauliques auxiliaires. La régulation de vitesse est effectuée soit par la pompe réglable, soit par le moteur hydraulique réglable, soit enfin par les deux machines volumétriques à la fois.

La figure 89, *a*, *b*, *c* montre les variantes possibles de la commande hydraulique à régulation volumétrique comprenant une pompe et un récepteur réglables ou non réglables.

Le schéma de la figure 89, *a* comprend une pompe réglable *1*, un récepteur non réglable *3* et un dispositif *2* qui assure l'alimentation d'appoint des canalisations d'utilisation et s'oppose aux surcharges. Un avantage de ce schéma consiste dans la possibilité de faire varier

la vitesse du récepteur presque indépendamment de la charge exercée sur ce dernier.

La variante prévoyant la pompe non réglable et le récepteu réglable (fig. 89, *b*) permet de consommer une puissance constante

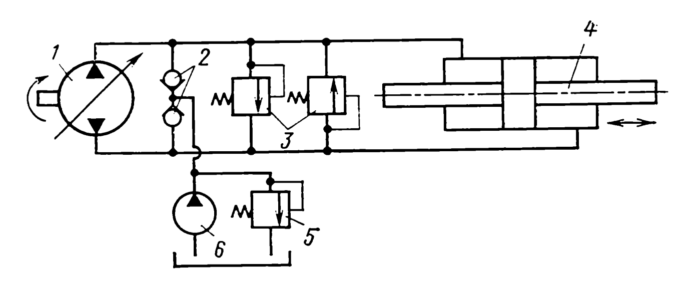


Fig. 90. Représentation symbolique du schéma d'une commande hydraulique à régulation volumétrique

Or, le couple fourni est d'autant plus faible que la cylindrée du récepteur est plus petite, ce qui diminue la stabilité du système soumis à une charge telle que le frottement sec.

En utilisant la pompe réglable avec le récepteur réglable (fig. 89, *c*), on a la possibilité de faire varier la vitesse du récepteur en agissant sur la cylindrée des deux machines à la fois.

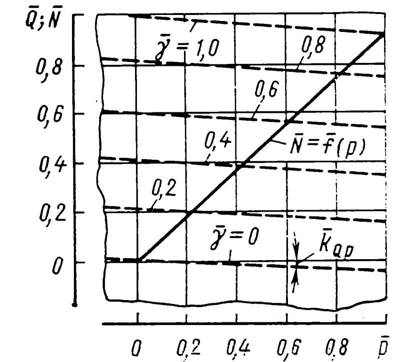


Fig. 91. Caractéristiques statiques d'une commande hydraulique à régulation volumétrique

Puisque la commande hydraulique est sollicitée généralement par des charges différentes, le schéma le plus utilisé est celui qui comprend une pompe réglable et un récepteur non réglable.

Sur la figure 90 est montré le schéma d'une commande hydraulique à régulation volumétrique comprenant une pompe réglable *1* et un récepteur non réglable, constitué en l'occurrence par un vérin hydraulique *4*. On reconnaît également sur ce schéma les symboles d'une pompe auxiliaire *6*, d'une soupape d'évacuation *5* et de deux clapets de non-retour *2*, qui forment un circuit dont la fonction est de maintenir la pression requise dans les canalisations d'utilisation. Deux soupapes de sûreté *3* préviennent la surcharge de la commande. Le circuit de maintien de pression sert à compenser les fuites aux canalisations et à éviter la cavitation.

Toutes les caractéristiques statiques généralisées d'une telle commande hydraulique présentent une bonne linéarité dans la

gamme utile des variations des paramètres, ce qui permet de les exprimer à l'aide d'une courbe unique $\bar{Q} = f(\bar{p})_{\bar{\gamma}=\text{const}}$ (en trait interrompu sur la figure 91). La construction est faite en coordonnées sans dimension $\bar{Q} = Q/Q_{\max}$, $\bar{\gamma} = \gamma/\gamma_{\max}$ et $\bar{p} = p/p_{\text{ref}_{\max}}$ (γ — angle de rotation de l'élément mobile de la pompe).

La droite en trait plein de la figure 91 exprime la variation de la puissance sans dimension $\bar{N}_p$ en fonction de la pression de charge $\bar{p}$.

Grâce à leur bonne linéarité, les caractéristiques statiques généralisées d'une commande hydraulique à régulation volumétrique se laissent définir, dans la gamme pratique, par des équations linéaires

$$Q = k_{Q\gamma}\gamma - k_{Qp}p$$

ou

$$p = k_{p\gamma}\gamma - k_{pQ}Q.$$

Ces équations sont analogues à celles des distributeurs étrangleurs. Le comportement de la commande à régulation volumétrique en régime dynamique se définira donc, lui aussi, par des équations analogues à celles qui expriment le comportement dynamique du modèle linéarisé d'une commande hydraulique à distributeur étrangleur.

§ 4. Asservissement hydraulique

L'asservissement hydraulique est une commande hydraulique où le déplacement proportionnel du récepteur est asservi à un ordre d'entrée inconnu *a priori*.

Un asservissement hydraulique comprend généralement les éléments suivants :

— un amplificateur ou un distributeur hydraulique ;
— un récepteur (moteur hydraulique) ;
— une chaîne de retour (d'asservissement) ;
— un système d'alimentation.

La caractéristique fondamentale de tout asservissement est l'existence d'une chaîne d'asservissement négatif en position ou en une de ses dérivées (vitesse, accélération).

Un système d'asservissement élémentaire est montré sur la figure 92. Le montant *2* solidaire du bâti *13* porte un vérin hydraulique *1* dont la tige déplace le chariot vertical *3*. La table de fraiseuse *10*, animée d'un mouvement d'avance horizontal à vitesse constante v_{av}, porte la pièce *11* et le gabarit *9*. Le palpeur *8*, qui suit le profil du gabarit, est solidaire du tiroir d'un distributeur *5*. Un ressort *4* applique le palpeur sur le gabarit. L'alimentation du système est assurée par une pompe *6* dotée d'une soupape d'évacuattion *7*; la fonction de cette dernière consiste à garantir une pression constante en amont du circuit.

Pendant le mouvement de la table *10* le palpeur *8*, en surmontant la résistance du ressort *4*, écarte le tiroir du distributeur *5* qui, à son

tour, déplace le piston du vérin *1* lié à la fraise *12* et à la chemise du distributeur *5*. Les chambres de travail du vérin *1* et du distributeur *5* sont liées par des canalisations de telle sorte que le mouvement de la fraise *12* est asservi à la position du palpeur *8*; il existe donc un asservissement négatif unitaire entre fraise et palpeur.

Le modèle linéarisé d'un tel système se laisse définir par deux

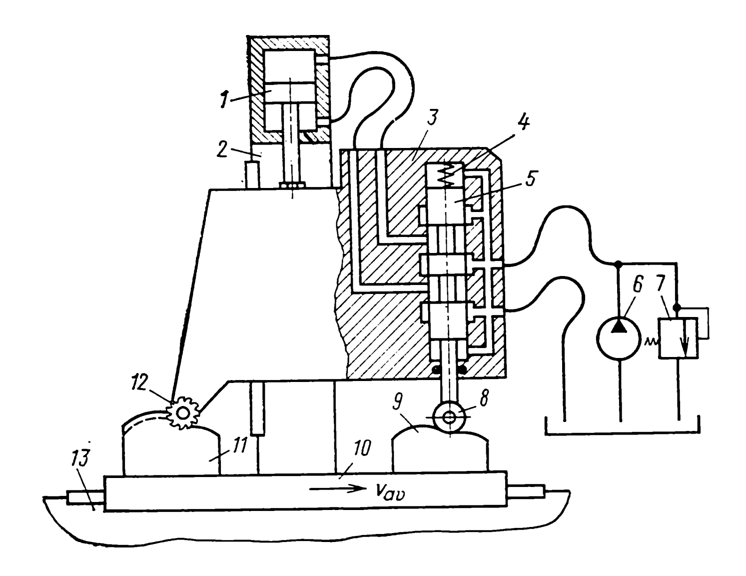


Fig. 92. Schéma du système d'asservissement hydraulique d'une fraiseuse à reproduire

équations simultanées qui relient dans le temps la position de l'outil de coupe (fraise) y_c, la position du palpeur y_p et l'effort de coupe P_c perçu par le vérin hydraulique:

$$\left.\begin{aligned} k_{Qx}x-\frac{k_{Qp}}{f_p}P_c=f_p\frac{dy_c}{dt}-\frac{V_0}{2E}\frac{d}{dt}\left(\frac{P_c}{f_p}\right);\\ y_p-y_c=x. \end{aligned}\right\}$$

Mettons ces équations sous forme symbolique, faisons des transformations convenables et substituons

$$\frac{V_0}{2Ek_{Qp}}=T_c;\quad \frac{k_{Qx}}{f_p}=k_{vx};$$

$$\frac{k_{Qp}}{k_{Qx}}=\frac{1}{k_{px}}.$$

La relation entre les paramètres énumérés se présentera alors comme suit :

$$y_c(s) = \frac{y_p(s) - \frac{1}{k_{px} f_p}(T_c s + 1) P_c(s)}{\frac{1}{k_{vx}} s + 1}. \tag{4.33}$$

En analysant l'équation (4.33) qui définit la liaison dynamique entre $y_c(s)$, $y_p(s)$ et $P_c(s)$, on constate que le système est entaché d'une erreur statique et d'une erreur dynamique.

En régime permanent, l'erreur d'asservissement est fonction de la charge $P_c(s)$, de la surface utile du piston f_p et du coefficient de pente de la courbe de pression k_{px} du distributeur :

$$y_p(s) - y_c(s) = \frac{1}{k_{px} f_p} P_c(s).$$

Au cours de la détermination d'un tel système asservi, on ne peut faire varier que le k_{px}, car l'effort est généralement donné à l'avance, tandis que toute augmentation tant soit peu notable de la charge P_c entraîne une élévation du débit entrant et par suite de la puissance nécessaire, avec toutes les conséquences qui en découlent. En augmentant k_{px}, l'erreur statique liée à la charge P_c devient moins grande. C'est la raison pour laquelle on attache la plus grande importance à la microgéométrie du distributeur pendant la détermination et la mise au point de cet organe : en effet, c'est cette propriété qui définit fondamentalement le coefficient de pente de la courbe de pression. Bien évidemment, un distributeur à recouvrement négatif fait naître une erreur statique (due à la charge P_c) plus grave qu'un distributeur à recouvrement nul ou légèrement positif (environ 2 ou 3 δ).

Une autre caractéristique de fonctionnement importante d'un système asservi est *sa raideur dynamique* : c'est une quantité qui caractérise la liaison entre le mouvement de sortie du récepteur et la charge dynamique extérieure du récepteur, variable dans le temps. Pour le système défini par l'équation (4.33), la raideur dynamique (avec $y_p = 0$) aura pour équation

$$G_0(s) = \frac{P_c(s)}{y_c(s)} = \frac{\left(\frac{1}{k_{vx}} s + 1\right) k_{px} f_p}{T_c s + 1}. \tag{4.34}$$

Dans le cas particulier où le régime est définitif, elle se réduit à la raideur statique, ou simplement à la raideur du système :

$$G_0 = \frac{P_c}{y_c} = k_{px} f_p.$$

En étudiant un système asservi, il est commode d'introduire la notion d'*élasticité dynamique* qui caractérise « l'enfoncement » de l'élément mobile du récepteur en fonction de la charge extérieure variable dans le temps. L'élasticité dynamique est l'inverse de la

raideur dynamique:

$$C_0(s) = \frac{1}{G_0(s)}.$$

Dans le cas considéré la formule (4.34) permet de définir l'élasticité dynamique comme suit:

$$C_0(s) = \frac{y_c(s)}{P_c(s)} = \frac{T_c s + 1}{(1/k_{vx} + 1)\, k_{px} f_p}. \qquad (4.35)$$

Dans la plupart des cas, l'élasticité dynamique est d'une importance primordiale pour un asservissement. Par exemple, dans le système asservi considéré, une trop grande élasticité dynamique peut occasionner le broutement de l'outil de coupe, qui conduit à la dégradation de la surface de la pièce et à un aspect grossier de celle-ci.

L'équation (4.35) permet de voir que l'élasticité dynamique peut être:

— positive, quand, pendant un temps déterminé, l'élément mobile du récepteur se laisse entraîner dans le sens d'action de la force perturbatrice $P_c(s)$;

— négative, c'est-à-dire que l'élément mobile du récepteur se déplace, pendant un certain temps, dans le sens inverse de l'action de la force perturbatrice.

Le signe de l'élasticité dynamique, pour le système considéré, dépend du rapport de T_c et de k_{vx}.

Les courbes de la figure 93, *a*, *b*, *c* illustrent la nature du processus transitoire consécutif à une augmentation par bond de la force perturbatrice $P_c(s)$, pour différentes combinaisons de T_c et de k_{vx}.

Si $k_{vx} > 1/T_c$, une augmentation par bond de $P_c(s)$ provoque un enfoncement de la tige plus grand que dans le cas où $P_c(s)$ est une grandeur établie (fig. 93, *a*):

$$\Delta y_c = \frac{P_c}{k_{px} f_p}.$$

Au contraire, si $k_{vx} < 1/T_c$, quand $P_c(s)$ augmente par bond, la tige de vérin commence par se déplacer dans le sens inverse de la force perturbatrice, pour occuper ensuite une position fixe correspondant à Δy_c (voir fig. 93, *b*).

Si $k_{vx} = 1/T_c$, aucun déplacement dynamique supplémentaire n'a lieu (courbe *1* sur la figure 93, *c*).

S'il était possible d'annuler la compressibilité du fluide hydraulique ($E = \infty$), le régime transitoire consécutif à une augmentation brusque de la force perturbatrice serait apériodique (fig. 93, *c*, courbe *2*).

Malgré sa simplicité, le système d'asservissement considéré, destiné à équiper une fraiseuse à reproduire, présente des défauts:

— son palpeur doit être fortement appuyé sur le gabarit, ce qui provoque une déformation de ce dernier et nuit à la précision de l'usinage;

— sa réponse en vitesse est insuffisante à cause du facteur de qualité en vitesse médiocre, ce qui diminue sensiblement la vitesse de la table et la précision du profil de la pièce, surtout aux points de raccordement des profils différents.

Les asservissements hydrauliques à étages d'amplification supplémentaires procurent une meilleure précision d'usinage et une vitesse d'avance plus grande. Dans un tel système, le facteur de qualité en vitesse est beaucoup plus élevé, tandis que la pression du palpeur sur le gabarit est moins forte. Cette dernière circonstance

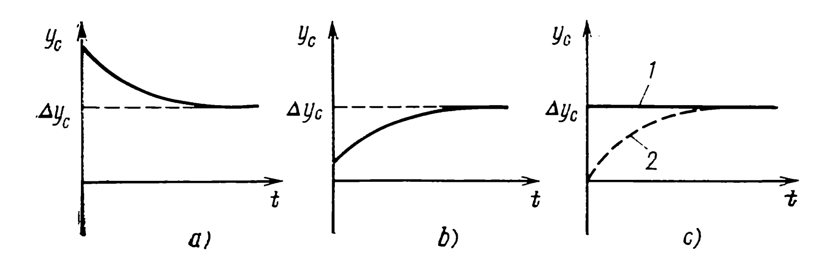


Fig. 93. Courbes du régime transitoire consécutif à une augmentation par bond de l'effort appliqué sur la tige de vérin du système d'asservissement hydraulique de la fraiseuse à reproduire

permet de réduire la surface de contact palpeur-gabarit, c'est-à-dire d'utiliser un palpeur pointu. Dans le même ordre d'idées, on peut employer comme gabarit la première pièce achevée sans qu'il soit nécessaire d'augmenter sa dureté superficielle par traitement thermique. La durée de service du palpeur s'en trouve considérablement prolongée.

La figure 94 montre un système d'asservissement hydraulique destiné à équiper un tour de copiage. Le signal fourni par le palpeur *2* est appliqué à l'entrée d'un amplificateur hydraulique sans chaîne de retour. Ce dernier comprend une palette *7*, deux tuyères *5*, *9*, deux orifices de restriction fixes *11*, *20*, un tiroir de distribution *12* et deux ressorts de centrage *13*, *19*. Le palpeur *2* suit le profil du gabarit *1* et actionne la palette *7* par l'intermédiaire d'une tige *4* et d'un ressort d'asservissement *6*. Un ressort antagoniste *3* assure le contact permanent entre la tige *4* et le palpeur. Le réglage du zéro de l'amplificateur hydraulique se fait à l'aide de la vis de calage *10* et du ressort *8*. La tige du vérin hydraulique *14* est solidaire du chariot longitudinal (traînard) *15*. L'outil *17* attaquant la pièce *18* est immobilisé sur la tourelle du chariot transversal *16* qui constitue le corps du système d'asservissement tout entier. Un ressort *21* assure le contact entre la tige *4* et le palpeur *2*. La source de pression n'est pas représentée sur la figure.

Quand le traînard *15* se déplace dans le sens de la flèche v_{av}, le palpeur *2* suit le profil du gabarit *1* et s'écarte vers la droite en repous-

sant la tige *4* (voir fig. 94); cette dernière fait dévier la palette *7* vers la droite par l'intermédiaire du ressort d'asservissement *6*. A la suite de cette déviation de la palette, le tiroir de distribution *12* s'écartera vers la gauche d'une longueur proportionnelle au déplacement de la palette; le cylindre de vérin, le chariot transversal *16* (qui est solidaire du cylindre) et l'outil de coupe *17* se porteront tous ensemble vers la droite.

Dès que le chariot transversal *16* a commencé à se déplacer vers la droite, le ressort *3* fait sortir vers la gauche la tige *4*; la compression du ressort d'asservissement *6* devient moins forte. Sollicitée par

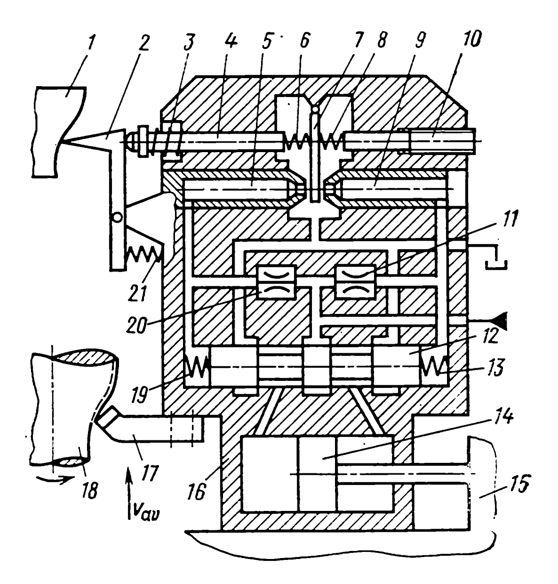


Fig. 94. Schéma du système d'asservissement hydraulique d'un tour de copiage

le ressort *8*, la palette commence à s'écarter vers la gauche jusqu'à regagner sa position neutre: en ce moment le chariot transversal *16* s'immobilise, car la palette *7* et le tiroir de distribution *12* sont au neutre.

En choisissant les dimensions du vérin hydraulique et la valeur de la pression d'alimentation, on cherche généralement à anéantir les propriétés oscillatoires du système distributeur à tiroir — vérin hydraulique qui pourraient être dues à la masse du chariot transversal; en les supprimant, on peut négliger la masse de la charge. Dans ce cas la charge se réduit essentiellement aux forces de frottement visqueux et sec. Les forces de frottement visqueux ont le plus souvent un effet stabilisateur sur le régime transitoire. Quant aux forces de frottement sec on est obligé de ne pas en tenir compte en construisant le modèle linéarisé, car elles varient en fonction de la vitesse d'une façon essentiellement non linéaire.

Pour définir le fonctionnement du système d'asservissement représenté sur la figure 94 où le seul effort pris en considération est celui de la coupe, on construit un système d'équations différentielles, notamment :

— l'équation d'asservissement

$$\Delta y_p = y_p - y_c;$$

— l'équation des forces exercées sur la palette (en supposant que les bras de forces palette—axe de tuyères et palette—axe du ressort d'asservissement soient de longueur égale) :

$$c_h h = c_{ass} \Delta y_p - \frac{f_t}{f_x} c_x x;$$

— l'équation de la différence de pression dans les chambres d'étranglement du distributeur hydraulique palette-tuyères :

$$p_h = \frac{c_x}{f_x} x;$$

— l'équation des débits de l'amplificateur hydraulique

$$k_{Qh} h - k_{Qp} p_h = f_x \frac{dx}{dt} + \frac{V_h}{2E} \frac{dp_h}{dt};$$

— l'équation des débits des canalisations d'utilisation du vérin hydraulique

$$k_{Qx} x - k_{Qp} p = f_p \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{2E} \frac{dp}{dt}.$$

En mettant ce système d'équations différentielles linéaires sous forme symbolique et en effectuant les transformations qui s'imposent, on obtient un système d'équations qui permet de construire le schéma fonctionnel :

$$\Delta y_p(s) = y_p(s) - y_c(s);$$

$$h(s) = \frac{c_{ass}}{c_h} \Delta y_p(s) - \frac{f_t c_x}{f_x c_h} x(s);$$

$$x(s) = \frac{k_{ah}}{T_{ah} s + 1} h(s);$$

$$y_c(s) = \frac{k_{vx}}{s} \left[x(s) - \frac{1}{k_{px} f_p} (T_c s + 1) P_c(s) \right].$$

Le schéma fonctionnel du système d'asservissement considéré, destiné à équiper un tour de copiage, est montré sur la figure 95. Il permet de cerner la liaison entre les grandeurs d'entrée, les grandeurs de sortie et les paramètres constructifs et d'apprécier leur influence sur les caractéristiques dynamiques du système.

L'absence de l'asservissement extérieur diminue le facteur de qualité en vitesse du système. Cette diminution est due à l'asservissement négatif interne en position du tiroir, plus exactement en différence de pression aux extrémités de celui-ci, et occasionne une réduc-

tion considérable de la rapidité de réponse. Les valeurs réduites de la constante de temps de l'amplificateur hydraulique et de son gain seront respectivement égales à

$$T'_{ah} = \frac{T_{ah}}{1 + \frac{f_t c_x}{f_x c_h}}$$

et à

$$k'_{ah} = \frac{k_{ah}}{1 + \frac{f_t c_x}{f_x c_h}},$$

tandis que le facteur de qualité en vitesse sera

$$k_v = \frac{c_{ass} k'_{ah} k_{vx}}{c_h}.$$

Pour améliorer encore le facteur de qualité en vitesse du système asservi comprenant un étage de préamplification hydraulique, il

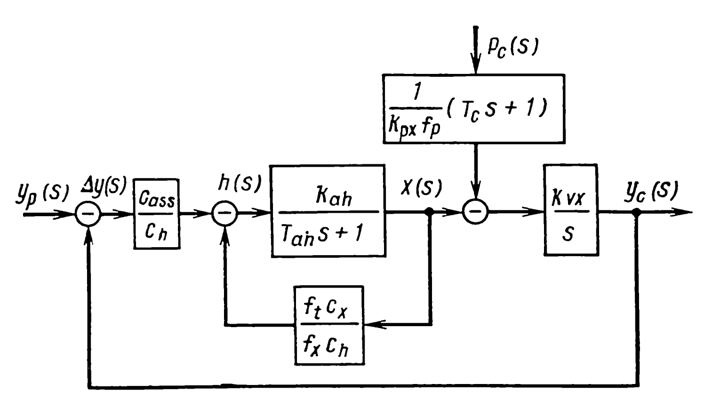


Fig. 95. Schéma fonctionnel du système d'asservissement hydraulique du tour de copiage

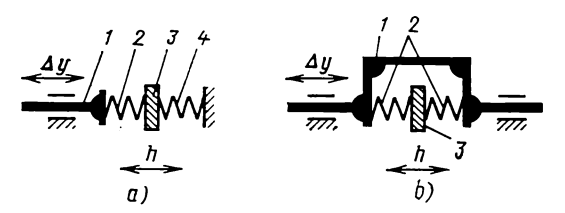


Fig. 96. Organisation des ensembles d'asservissement de force en position des systèmes d'asservissement hydrauliques:

a: *1* — tige; *2* — ressort d'asservissement; *3* — palette; *4* — ressort de réglage; *b*: *1* — étrier de tige: *2* — ressort d'asservissement; *3* — palette

convient de remplacer l'amplificateur non asservi par un amplificateur hydraulique comprenant une chaîne de retour, par exemple un asservissement de force. L'accroissement de k_v sera obtenu alors

grâce à la suppression de la liaison d'asservissement négative en différence de pression aux extrémités du tiroir.

La figure 96, *a* montre l'organisation de l'ensemble d'asservissement utilisé dans le système de la figure 94. On a dans ce cas $c_h = 2c_{ass}$, vu que la transmission du signal de Δy à h est réalisée par la raideur d'un ressort unique c_{ass}, tandis que le passage du signal de p_h à h est assuré par la raideur cumulée de deux ressorts c_h.

Par contre, la disposition de la figure 96, *b* procure l'égalité $c_{ass} = c_h$, et le k_v peut être doublé.

§ 5. Asservissement électrohydraulique à chaîne de retour électrique

L'asservissement électrohydraulique est appelé à assurer une liaison proportionnelle entre la position du système réglé et l'ordre d'entrée électrique. On distingue deux catégories d'asservissements électrohydrauliques, suivant que la chaîne de retour a un caractère électrique ou hydromécanique. Il s'agit là d'une distinction purement conventionnelle, vu que les chaînes de retour ont très souvent un caractère mixte électrohydromécanique.

Tout asservissement électrohydraulique comprend généralement une source de pression, un amplificateur-sommateur électrique, une survovalve électrohydraulique, un récepteur hydraulique et des détecteurs d'asservissement. En analysant le fonctionnement d'un asservissement électrohydraulique, on est obligé très souvent de prendre en considération les particularités du système réglé, en raison de l'influence exercée par ce dernier sur la nature de variation de la charge et sur les caractéristiques du système d'asservissement. Par contre, la source de pression est souvent exclue de l'analyse, sauf si elle influence d'une manière notable les propriétés statiques et dynamiques de l'asservissement.

La chaîne de retour est réalisée de préférence avec des circuits électriques, car c'est le meilleur moyen d'assurer les caractéristiques statiques et dynamiques désirées, ainsi que le gain requis et la variation nécessaire des signaux de commande et de retour.

Le schéma d'un asservissement électrohydraulique élémentaire est donné sur la figure 97. On y distingue un amplificateur-sommateur électrique *1*, une servovalve électrohydraulique *2*, un récepteur (vérin) hydraulique *5* et un détecteur d'asservissement négatif en position constitué par un potentiomètre *12*, une bague collectrice de courant *6* et des lamelles *9*. Un accessoire nécessaire de tout asservissement électrohydraulique est le filtre *3* qu'on monte généralement sur la servovalve ou sur le récepteur. Le vérin *5* se fixe sur la structure *11*, le plus souvent, à l'aide d'un manchon intermédiaire *8* qui abrite les détecteurs d'asservissement. Dans le cas représenté sur la figure, le détecteur d'asservissement en position est constitué par un potentiomètre *12* dont les lamelles *9* viennent se fixer, par l'inter-

médiaire d'une pièce isolante *7*, sur la tige du vérin hydraulique *5*. Le repère *10* indique la raideur d'ancrage conventionnelle.

Comme servovalve, on peut utiliser n'importe laquelle des servovales électrohydrauliques mentionnées dans le chapitre III, à condition que soit assurée une relation proportionnelle entre le débit d'utilisation hydraulique et le courant électrique de commande.

Comme détecteur d'asservissement, en plus d'un potentiomètre, on peut employer n'importe quelle machine à courant alternatif, telle qu'un selsyn, un transformateur rotatif et d'une façon générale tout

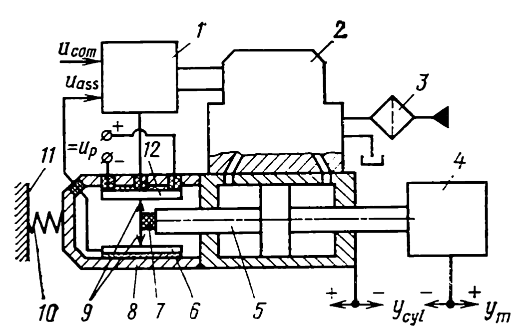


Fig. 97. Schéma d'un asservissement électrohydraulique élémentaire à chaîne de retour électrique

transducteur mécano-électrique à induction ou à inductance utilisant comme amplificateur-sommateur un amplificateur électrique à courant alternatif à sensibilité de phase.

L'asservissement électrohydraulique représenté sur la figure 97 fonctionne comme suit. Dès qu'une tension de commande u_{com} a été appliquée, les enroulements du moteur-couple de la servovalve *2* produisent un courant électrique qui provoque un écart de la pièce mobile de l'étage hydraulique de sortie de la servovalve; la tige du vérin hydraulique *5* se met en mouvement en entraînant le système réglé *4*.

Dans son mouvement, la tige du vérin entraîne avec elle les lamelles *9* du potentiomètre *12*; une tension u_{ass} apparaît dans le circuit d'asservissement et s'applique à l'entrée de l'amplificateur-sommateur où elle est comparée, en valeur et en signe, avec la tension de commande u_{com}. Le signal électrique d'asservissement de position est injecté avec le signe négatif (contre-réaction électrique), si bien que, plus la tension d'asservissement est élevée, moins le signal d'erreur est grand:

$$u_{ent} = u_{com} - u_{ass}.$$

Au moment où le signal d'erreur devient nul, les éléments mobiles de la servovalve *2* reviennent au neutre, et la tige du vérin hydraulique s'immobilise en une position proportionnelle au signal de commande.

Analysons le fonctionnement de l'asservissement électrohydraulique compte tenu de l'inertie de la charge et de la raideur d'ancrage imparfaite (élasticité d'ancrage). Supposons que la servovalve électrohydraulique soit du type palette-tuyère sans asservissement (fig. 63).

Afin de comprendre l'influence de paramètres des différents éléments constitutifs de l'asservissement électrohydraulique sur ses caractéristiques dynamiques de fonctionnement en charge, construisons le schéma fonctionnel de cet asservissement. A cet effet, nous utiliserons les schémas fonctionnels déjà connus du moteur-couple associé à l'étage de sortie de l'amplificateur électrique (fig. 61) et de la servovalve électrohydraulique (fig. 64).

Pour définir le comportement dynamique du système d'asservissement considéré, on doit établir (sous forme symbolique) quelques équations supplémentaires:

— l'équation de la liaison d'asservissement:

$$u_{\text{ent}}(s) = u_{\text{com}}(s) - u_{\text{ass}}(s); \tag{4.36}$$

— l'équation de l'amplificateur électrique:

$$u(s) = k_{\text{él}}\, u_{\text{ent}}(s); \tag{4.37}$$

— l'équation du potentiomètre d'asservissement. Compte tenu des conditions de fixation du détecteur de position et de l'élasticité d'ancrage, cette équation s'écrit sous forme symbolique comme suit:

$$u_{\text{ass}}(s) = k_{uy}\,[y_m(s) - y_{\text{cyl}}(s)]; \tag{4.38}$$

— l'équation des forces dans laquelle interviennent l'élasticite d'ancrage et les forces proportionnelles à la vitesse de mouvement de la charge (forces de frottement en mouvement de la charge):

$$c_{\text{an}} y_{\text{cyl}} = m\,\frac{d^2 y_m}{dt^2} + k_{P\dot{y}}\,\frac{dy_m}{dt}; \tag{4.39}$$

— l'équation linéarisée des débits du système distributeur à tiroir — vérin hydraulique:

$$k_{Qx} x - k_{Qp} p = f_{\text{p}}\,\frac{dy_m}{dt} + f_{\text{p}}\,\frac{dy_{\text{cyl}}}{dt} + \frac{V_0}{2E}\,\frac{dp}{dt}.$$

Les deux dernières équations, après la mise sous forme symbolique, donnent lieu à une équation unique qui établit une relation dynamique entre la coordonnée de la charge et la position du tiroir, compte tenu de l'inertie de la charge, de l'élasticité d'ancrage, de la compressibilité du fluide hydraulique et des forces de frottement en mouvement de la charge:

$$y_m(s) = \frac{k_{vx}}{(T^2 s^2 + 2\zeta T s + 1)\, s}\, x(s). \tag{4.40}$$

Dans cette équation

$$k_{vx}=\frac{k_{Qx}/f_{\text{p}}}{\frac{k_{Qp}k_{P\dot{y}}}{f_{\text{p}}^2}+1}; \quad T=\sqrt{\frac{m}{\frac{k_{Qp}k_{P\dot{y}}}{f_{\text{p}}^2}+1}\left(\frac{1}{c_{\text{h}}}+\frac{1}{c_{\text{an}}}\right)};$$

$$\zeta=\frac{k_{P\dot{y}}\left(\frac{1}{c_{\text{h}}}+\frac{1}{c_{\text{an}}}\right)-\frac{k_{Qp}m}{f_{\text{p}}^2}}{\sqrt{m\left(\frac{1}{c_{\text{h}}}+\frac{1}{c_{\text{an}}}\right)\left(\frac{k_{Qp}k_{P\dot{y}}}{f_{\text{p}}^2}+1\right)}}.$$

La relation entre la position de la masse de charge et celle du cylindre se déduit de l'équation (4.39) qui, après réduction à la forme symbolique, s'écrira comme suit:

$$y_{\text{cyl}}(s)=\left(\frac{m}{c_{\text{an}}}s^2+\frac{k_{P\dot{y}}}{c_{\text{an}}}\right)y_m(s).$$

En portant cette expression dans (4.38), on obtient l'équation d'asservissement écrite en introduisant la coordonnée de la charge:

$$u_{\text{ass}}(s)=k_{uy}(T_{\text{an}}^2s^2+2\zeta_{\text{an}}T_{\text{an}}s+1)\,y_m(s), \tag{4.41}$$

où

$$T_{\text{an}}=\sqrt{\frac{m}{c_{\text{an}}}}$$

et

$$\zeta_{\text{an}}=\frac{k_{P\dot{y}}}{2\sqrt{mc_{\text{an}}}}.$$

La figure 98, *a* donne le schéma fonctionnel d'un asservissement électrohydraulique lié à une masse. Ce schéma, qui tient compte de la raideur d'ancrage imparfaite et du frottement en mouvement de la charge, est construit sur la base des schémas des figures 61, 64 et des équations (4.36) à (4.41). La figure 98, *b* donne le même schéma réduit à une liaison d'asservissement unitaire, en posant $k_{u\dot{\alpha}}=0$ et $T_{\text{a}}=0$.

L'existence d'un élément oscillant dans le circuit muni d'une contre-réaction conduit à une diminution brusque du facteur de qualité en vitesse (les marges en phase et en amplitude restant tolérables) par rapport à la marche à vide, ce qui réduit considérablement la rapidité de réponse de l'asservissement lié à une masse.

Il convient de noter en outre que si l'asservissement électrohydraulique lié à une masse présente une raideur d'ancrage imparfaite, son régime transitoire est sensiblement affecté par l'élément oscillateur situé dans la partie gauche du schéma fonctionnel de la figure 98, *b*. Son taux d'amortissement relatif est fonction des forces de frottement en mouvement de la charge. Si les forces en question sont

insignifiantes, l'oscillateur devient conservatif : la masse de la charge deviendra donc le siège d'oscillations entretenues de fréquence $\omega_{an} = \sqrt{c_{an}/m}$.

Dans un système réel à ancrage de raideur imparfaite lié à une inertie pure, il convient d'augmenter par des moyens artificiels les forces de frottement en mouvement de la charge si elles sont trop petites. Or, dans bien des cas, elles sont assez élevées (frottement des

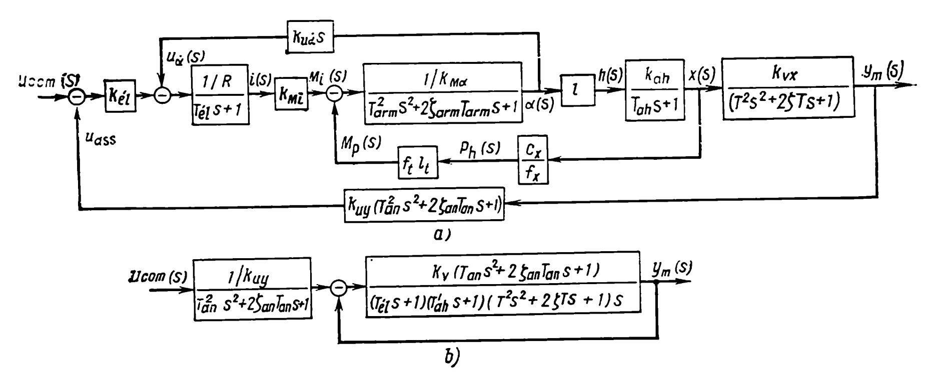


Fig. 98. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'un asservissement électrohydraulique lié à une masse, caractérisé par une raideur d'ancrage imparfaite et des forces de frottement en mouvement de la charge

chariots sur les glissières du banc des machines-outils, rotation de l'aérien d'un radar freinée par la résistance de l'air, frottement dans les paliers et les glissières des différents systèmes réglés...). D'autre part, ce sont les forces de frottement sec dans le système réglé qui contribuent à l'amortissement des oscillations.

Si l'on veut améliorer la rapidité de réponse d'un asservissement électrohydraulique lié à une masse, on cherche à élever son facteur de qualité en vitesse en utilisant des dispositifs spéciaux appelés *réseaux correcteurs*. Un moyen très efficace consiste à introduire une chaîne de retour secondaire (contre-réaction) en accélération du récepteur.

La figure 99 représente le schéma simplifié d'un asservissement électrohydraulique à retour secondaire en accélération. Le signal d'asservissement en position est prélevé sur le potentiomètre *6*, tandis que le signal d'asservissement en accélération est fourni par l'ensemble *5* comprenant un transmetteur de vitesse et une capacité électrique. Les deux signaux d'asservissement son injectés dans l'additionneur de l'amplificateur électrique *1*. La servovalve *2* est représentée d'une façon symbolique, parce que ses particularités constructives n'ont pas d'importance dans le cas considéré.

Supposons que la masse de la charge *3* et la compressibilité du liquide dans les chambres de travail du vérin hydraulique *4* fassent naître des oscillations caractérisées par une constante de temps nette-

ment supérieure à celle des éléments vitaux de l'amplificateur et de la servovalve. Donc, en négligeant la raideur d'ancrage et celle de la timonerie, on définit le fonctionnement du modèle linéarisé d'un asservissement électrohydraulique lié à une masse, en vertu de la formule (4.40), sous forme d'un système d'équations:

$$y_m(s) = \frac{k_{vu}}{(T^2s^2+2\zeta Ts+1)\,s}\,u_{\text{ent}}(s);$$

$$u_{\text{ent}}(s) = u_c(s) - k_{uy}y_m(s) - k_{u\ddot{y}}\,y_m(s)\,s^2.$$

Ces équations ont été mises à la base du schéma fonctionnel simplifié de la figure 100, *a*. La partie du schéma délimitée par une ligne

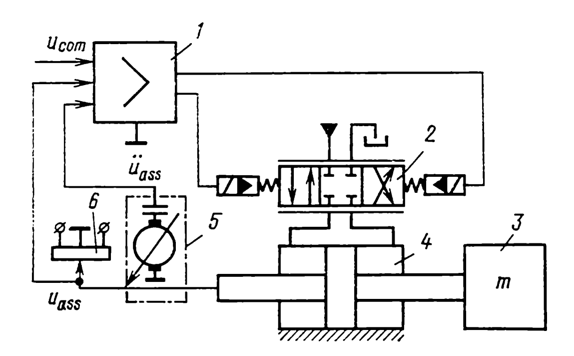


Fig. 99. Schéma d'un asservissement électrohydraulique lié à une masse et doté d'un retour électrique secondaire en accélération

en trait mixte est le secteur à boucle ouverte du système sur lequel est greffé un réseau correcteur en accélération.

On voit sur la figure 100, *b* le schéma fonctionnel de ce même asservissement réduit à une liaison de retour unitaire sans réseau correcteur, et sur la figure 100, *c* un schéma analogue avec le réseau correcteur. La fonction de transfert de la chaîne directe du circuit asservi du système à retour secondaire en accélération est obtenue par convolution de la partie encadrée de la figure 100, *a* et réduction du schéma fonctionnel à un retour unitaire. On a

$$T_{\text{rc}} = T; \tag{4.42}$$

$$2\zeta_{\text{rc}}T_{\text{rc}} = 2\zeta T + k_{vu}k_{u\ddot{y}}.$$

La figure 101 montre, en coordonnées logarithmiques, les courbes de réponse en fréquence du système à boucle ouverte sans réseau correcteur pour $\zeta=0{,}1$ (en trait interrompu) et avec réseau correcteur en accélération (en trait plein). En comparant les courbes, on voit sans peine que le réseau correcteur greffé sur un asservissement électrohydraulique lié à une masse et présentant une instabilité

notable procure une amélioration spectaculaire de la stabilité grâce à la suppression de la pointe de résonance sur la courbe amplitude-fréquence. Au droit de la fréquence d'écrêtage $\bar{\omega}_{écr}$, la pente de la courbe phase-fréquence devient légèrement moins grande, ce qui provoque un certain retard de phase au niveau de cette fréquence.

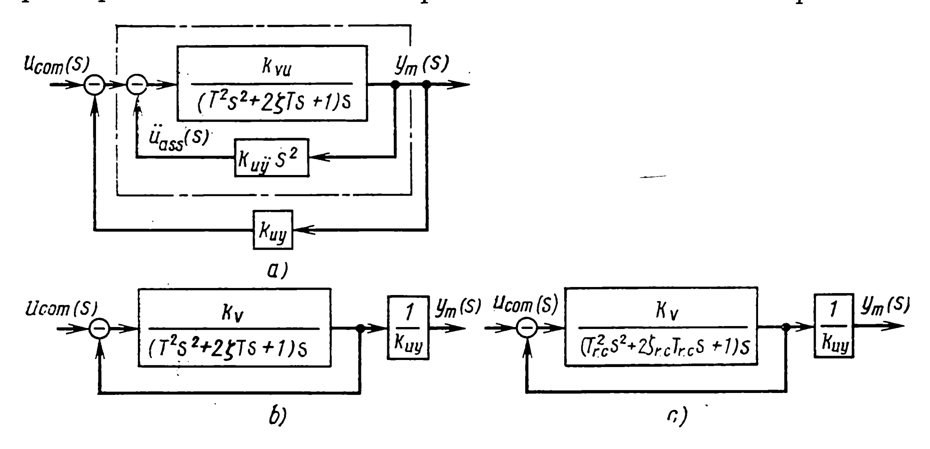


Fig. 100. Schémas fonctionnels simplifiés des asservissements électrohydrauliques liés à une masse

On voit sur la figure la marge de phase $\gamma_{écr}$ et la marge d'amplitude H pour l'asservissement doté d'un réseau correcteur. Il est à noter que l'axe des fréquences est gradué en unités sans dimension,

$$\bar{\omega} = T\omega,$$

aussi la fréquence de résonance est-elle située à la division $\bar{\omega} = 1$.

Sur la courbe de réponse de l'asservissement sans réseau correcteur (en trait mixte sur la figure 101) on voit la même marge d'amplitude qu'avec le réseau correcteur. En comparant les facteurs de qualité en vitesse, on fait la conclusion que l'introduction d'un retour secondaire en accélération permet d'élever ce paramètre de tout un ordre de grandeur (il s'agit d'un asservissement électrohydraulique lié à une masse).

L'efficacité du réseau correcteur est bien évidemment fonction du facteur d'asservissement en accélération. Ce facteur est lié aux paramètres fondamentaux de l'équation linéarisée définissant le comportement dynamique de l'asservissement:

$$k_{u\ddot{y}} = 2T\frac{\zeta_{rc} - \zeta}{k_{vu}},$$

en vertu de (4.42).

Dans les cas où la charge principale de l'asservissement électrohydraulique est essentiellement tributaire des forces de frottement sec ou de frottement en mouvement, la vitesse du moteur hydraulique

diminue considérablement à cause de l'effet de laminage dans el distributeur à tiroir dû à l'action de ces forces. L'asservissement présente alors une rapidité de réponse insuffisante ; dans certains cas, on voit apparaître une zone morte considérable. D'autre part, puisque dans les asservissements du type considéré la variation du débit

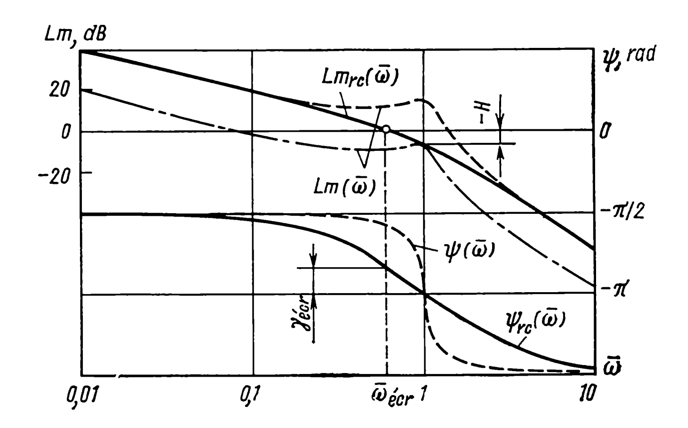


Fig. 101. Courbes de réponse en fréquence (en coordonnées logarithmiques) d'un asservissement électrohydraulique lié à une masse notable

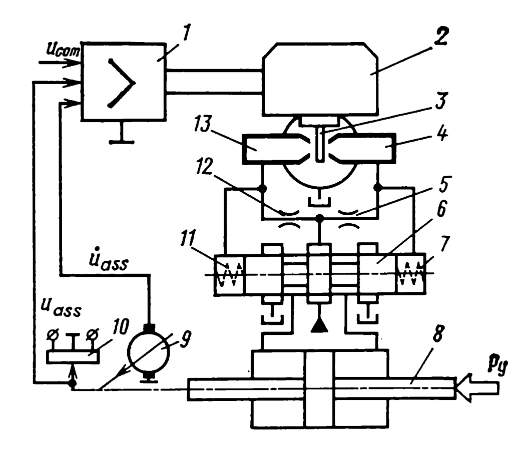


Fig. 102. Schéma d'un asservissement électrohydraulique avec liaisons de retour électriques en position et en vitesse

d'utilisation n'est pas une fonction linéaire du déplacement du tiroir de distribution (réel), il n'est pas possible de réaliser une relation rigoureusement linéaire entre la vitesse du récepteur et le signal d'erreur dans l'amplificateur électrique.

La solution consiste à introduire un retour secondaire en vitesse du récepteur ; ce peut être tant une liaison électrique qu'un asservissement hydromécanique.

A titre d'exemple, considérons le schéma d'un asservissement électrohydraulique à retour électrique secondaire en vitesse (fig. 102). Cet asservissement comprend un amplificateur-sommateur électrique *1*, un moteur-couple *2*, un distributeur composé d'une palette *3*, de deux tuyères *4*, *13* et de deux orifices fixes *5*, *12*, ainsi qu'un distributeur étrangleur à tiroir à quatre orifices *6*, un récepteur (vérin hydraulique) *8*, un détecteur de position électrique *10* et un transmetteur de vitesse électrique *9*. Les signaux d'asservissement en position et en vitesse sont injectés avec le signe négatif dans l'amplificateur électrique.

Une particularité de ce type d'asservissement réside dans le fait que le tiroir du distributeur *6* est pratiquement libre en translation axiale, les ressorts *7* et *11* n'offrant qu'une raideur insignifiante. L'unique fonction de ces ressorts est de centrer le tiroir à pression nulle, afin d'éviter un déplacement intempestif du récepteur au moment de remise sous pression. Par la même occasion, ces ressorts s'opposent au déplacement spontané du récepteur, qui peut être provoqué, dans les systèmes de ce type, par l'instabilité des forces de frottement sec au distributeur à tiroir et par l'oblitération.

L'équation d'asservissement, pour le schéma de la figure 102, s'écrira (sous forme symbolique) comme suit :

$$u_{\mathrm{ent}}(s) = u_{\mathrm{com}}(s) - k_{uy} y(s) - k_{u\dot{y}}\, y(s)\, s. \qquad (4.43)$$

En négligeant la raideur des ressorts de centrage, l'équation de mouvement du tiroir s'écrira sous forme symbolique :

$$x(s)\, s = \frac{k_{Qh}}{f_x} h(s). \qquad (4.44)$$

Ecrivons maintenant l'équation linéarisée des débits du système tiroir-vérin :

$$k_{Qx} x - k_{Qp} \frac{P_y}{f_\mathrm{p}} = f_\mathrm{p} \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{2E} \frac{d}{dt} \left(\frac{P_y}{f_\mathrm{p}} \right).$$

En la mettant sous forme symbolique, en effectuant des transformations convenables et en faisant la substitution

$$\frac{V_0}{2E k_{Qp}} = T_\mathrm{c},$$

on obtient l'équation qui établit la relation entre la position de la tige du vérin et l'écart du tiroir par rapport au point neutre en charge :

$$y(s) = \frac{k_{Qx} x(s) - \frac{k_{Qp}}{f_\mathrm{p}} (T_\mathrm{c} s + 1) P_y(s)}{f_\mathrm{p} s}. \qquad (4.45)$$

Sur la base des équations (4.43), (4.44), (4.45) et en tenant compte de l'équation de l'amplificateur électrique (4.37) et du schéma fonctionnel du moteur-couple (voir fig. 61), on a construit sur la figure 103

le schéma fonctionnel d'un asservissement électrohydraulique avec un retour électrique secondaire en vitesse.

Le schéma permet de cerner la liaison entre les paramètres et leur incidence sur les caractéristiques du système considéré. On remarque en particulier que la vitesse du récepteur est insensible aux variations de la charge en régime permanent, car l'influence de la charge sur le débit d'utilisation se traduit par une variation de la vitesse du récepteur, donc par une variation de la tension électrique de retour en vitesse. L'élément intégrateur du circuit d'asservissement en vitesse fait naître un déplacement supplémentaire du tiroir qui rétablit

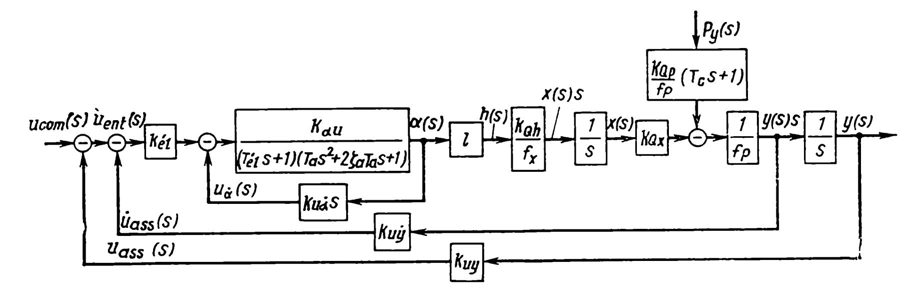


Fig. 103. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'un asservissement électrohydraulique avec liaisons de retour électriques en position et en vitesse

la vitesse nécessaire du récepteur. Le retour en vitesse est susceptible d'effectuer une opération pareille (stabilisation de vitesse) à la suite de la variation de n'importe quel paramètre de la chaîne directe couverte par ce retour.

D'une façon générale, les transmetteurs électriques de vitesse présentent une bonne stabilité de fonctionnement dans une large gamme de températures. L'asservissement électrohydraulique se caractérise donc, lui aussi, par une bonne stabilité dans cette gamme de températures; la variation de sa vitesse en fonction de la tension de commande (sans tenir compte de l'asservissement en position) se traduit donc par une droite, dont la pente ne dépend pas seulement de la charge mais aussi des variations de la température, de la qualité des composants de la servovalve et du changement de leurs caractéristiques dans le temps. En outre, l'introduction du retour négatif en vitesse étend la gamme de régulation stable de la vitesse du récepteur (en particulier, d'un moteur hydraulique) jusqu'à 500, au lieu de 5 ou 10 en l'absence de retour en vitesse.

Les courbes de la figure 104 illustrent la variation de la vitesse du vérin hydraulique en fonction de la tension appliquée à l'entrée de l'amplificateur électrique d'un asservissement électrohydraulique proportionnel pour différentes charges permanentes. Les courbes sont construites en coordonnées sans dimension:

$$\bar{v}_y = v_y/v_{y_{\max}}, \quad \bar{u}_{\text{com}} = u_{\text{com}}/u_{\text{com}_{\max}}.$$

Les courbes en trait interrompu montrent la variation de la vitesse du vérin en fonction de la tension appliquée à l'entrée de l'amplificateur électrique d'un asservissement électrohydraulique sans retour secondaire en vitesse (par exemple de l'asservissement de la figure 97). La variation continue de la pente de ces courbes tient à toute une série de facteurs: jeu radial du tiroir, résistance hydraulique des canalisations, percements et orifices des distributeurs, défaut de linéarité des composants de la servovalve, frottement dans le distributeur à tiroir et le vérin, etc.

La droite tracée en trait fort continu se rapporte au cas où le système fonctionnant à boucle ouverte est doté d'un retour secondaire en vitesse et soumis aux mêmes charges, tant favorables que défavorables. On voit que la vitesse du récepteur est directement proportionnelle à la tension électrique et insensible à la charge.

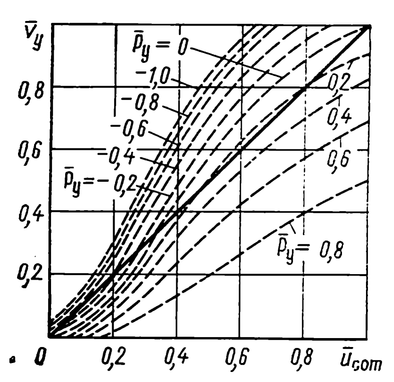


Fig. 104. Variation de la vitesse d'un asservissement électrohydraulique à boucle ouverte en fonction de la tension de commande

Une autre variante d'asservissement électrohydraulique à retour secondaire en vitesse est montrée sur le schéma de la figure 105. A la différence du cas précédent, ce système possède un retour secondaire en vitesse réalisé par des moyens hydromécaniques. Le transmetteur de vitesse est une pompe volumétrique *11* dont la tige est rendue solidaire, par une traverse *10*, de la tige du vérin hydraulique *9*; les chambres de travail de la pompe communiquent, par des canalisations appropriées, avec les chambres terminales du distributeur à tiroir *7*. Ce dernier est commandé par un distributeur composé d'une palette *3*, de deux tuyères *4*, *15* et de deux orifices fixes *5*, *14*. Un détendeur *6* maintient une différence de pression d'alimentation constante p_{al}. La fonction des ressorts *8*, *13* est la même que dans le cas précédent. Le signal de retour en position fourni par le détecteur de position électrique *12* vient s'ajouter, dans l'amplificateur électrique *1*, au signal de commande.

Le circuit en boucle ouverte du système fonctionne comme suit. Supposons que le courant de commande engendré par le signal d'erreur dans les enroulements du moteur-couple *2* provoque une déviation vers la droite de la palette *3* d'une grandeur proportionnelle au courant de commande. Le débit Q_h, engendré dans les canalisations d'utilisation du distributeur à palette et tuyères et proportionnel à l'écart de la palette, repoussera le tiroir du distributeur *7* vers la gauche à une vitesse constante. Le vérin hydraulique *9* se déplacera alors, lui aussi, vers la gauche, entraînant avec lui la tige de la pom-

pe *11*. Le mouvement de la pompe fera naître un débit d'asservissement Q_{ass} qui sera retranché du débit Q_h. Au moment où la différence entre ces deux débits s'annule, le tiroir du distributeur *7* s'immobilisera en une position où la vitesse du vérin assure un débit d'asservissement Q_{ass} égal au débit Q_h dans les canalisations d'utilisation du distributeur à palette et tuyères.

Supposons que, la vitesse de la tige du vérin *9* étant établie, un effort soit appliqué sur la tige dans le sens inverse de son mouvement. Pendant un certain temps, la vitesse du vérin *9* diminue, à cause du

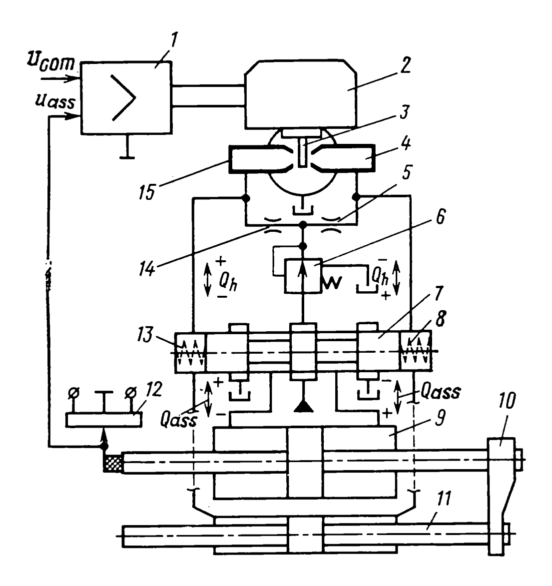


Fig. 105. Schéma d'un asservissement électrohydraulique avec retour électrique en position et retour secondaire hydromécanique en vitesse

laminage dans le distributeur à tiroir *7*. La vitesse de la pompe diminue aussi, si bien que le débit d'asservissement Q_{ass} devient moins fort. Or, puisque le débit Q_h reste invariant (la palette demeure immobile), la différence des débits commandant le tiroir $Q_h - Q_{ass}$ provoque son déplacement vers la gauche, jusqu'au moment où la vitesse du vérin hydraulique rétablisse l'égalité $Q_h = Q_{ass}$. Dès que les débits sont redevenus égaux, le tiroir s'immobilise. Au cas où la charge est favorable (l'effort étant appliqué dans le sens de mouvement de la tige), le système fonctionne d'une façon parfaitement analogue: l'élévation temporaire de la vitesse de la tige provoque une augmentation du débit d'asservissement, le tiroir se déplace vers son point neutre, et le débit d'utilisation baisse jusqu'à ce que la vitesse de la tige du vérin redevienne égale à la valeur définie par le débit Q_h.

Pour faciliter l'analyse du fonctionnement de l'asservissement à retour secondaire en vitesse du type considéré, on peut construire son schéma fonctionnel pour le régime permanent qui tienne compte des principales non-linéarités. On le fera sur la base des équations suivantes:

— l'équation définissant la levée de palette en fonction du courant de commande:

$$h = k_{hi} i ; \qquad (4.46)$$

— l'équation du mouvement du tiroir exempt de toute sollicitation axiale:

$$f_x \frac{dx}{dt} = k_{Qh} h - f_{\text{ass}} \frac{dy}{dt} .$$

En substituant $d/dt = s$ et en faisant quelques transformations convenables, cette équation s'écrira sous forme symbolique:

$$x = \frac{k_{Qh} h - f_{\text{ass}} ys}{f_x s} ; \qquad (4.47)$$

— l'équation définissant la relation entre la vitesse du vérin soumis à un effort extérieur et la position du tiroir. Compte tenu de l'équation du débit dans un distributeur étrangleur parfait à tiroir à quatre orifices, elle s'écrira sous forme symbolique:

$$ys = \frac{\mu b x}{f_{\text{p}}} \sqrt{\frac{p_{\text{al}} - \frac{x}{|x|} P_y / f_{\text{p}}}{\rho}} . \qquad (4.48)$$

Le schéma fonctionnel de la figure 106, construit sur la base des équations (4.46), (4.47) et (4.48), se rapporte au secteur considéré du modèle non linéaire d'un asservissement électrohydraulique à retour secondaire hydromécanique en vitesse et tient compte de l'interaction fondamentale des paramètres en régime permanent.

L'analyse de ce schéma montre que la vitesse du récepteur pour Q_h = const est insensible à la charge et à la pression d'alimentation, car la partie du circuit soumise à l'influence de ces facteurs contient un élément intégrateur et est protégée par une liaison d'asservissement négatif très efficace.

L'insensibilité en question peut aussi être démontrée analytiquement. Compte tenu de ce qui précède, l'équation de la servovalve électrohydraulique se laisse écrire comme suit:

$$f_x \frac{dx}{dt} = k_{hi} k_{Qh} i - f_{\text{ass}} \frac{dy}{dt} .$$

Puisque, en régime permanent, la vitesse du tiroir est nulle, cette expression prend la forme suivante:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{k_{Qh} k_{hi}}{f_{\text{ass}}} i .$$

On voit donc que la vitesse de mouvement de la tige du vérin hydraulique est fonction des facteurs suivants :

— courant de commande i ;

— coefficient de pente de la courbe de débit du distributeur à palette et tuyères k_{Qh} ;

— coefficient de pente de la courbe de mouvement de l'élément mobile du moteur-couple k_{hi} ;

— surface utile du piston de la pompe d'asservissement f_{ass}.

C'est le k_{Qh} qui définit essentiellement la linéarité et la stabilité de la caractéristique statique de l'asservissement à retour secondaire en vitesse. Puisque cette quantité dépend de la pression en amont du distributeur à palette et tuyères, on incorpore dans la canalisation d'alimentation un détendeur susceptible d'assurer une différence de pression d'alimentation constante et, par là même, garantissant la stabilité des caractéristiques de l'asservissement électrohydraulique à retour secondaire en vitesse.

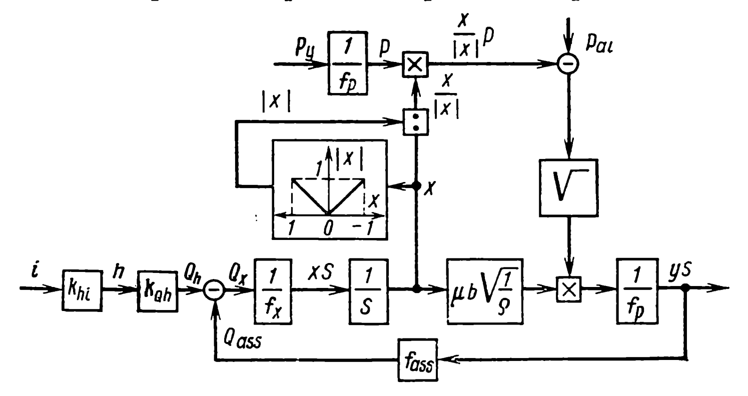


Fig. 106. Schéma fonctionnel du modèle idéalisé de la partie hydromécanique d'un asservissement à retour secondaire hydromécanique en vitesse

Le distributeur étrangleur du type palette-tuyère est d'ailleurs le seul distributeur qui puisse assurer, avec des paramètres judicieusement sélectionnés, une bonne linéarité de la courbe de débit dans toute la gamme des déplacements de l'élément obturateur (de la palette, dans le cas considéré). Pour cette raison l'asservissement électrohydraulique à retour secondaire en vitesse dont le premier étage hydraulique est constitué par un distributeur de ce type présente une courbe de réponse en vitesse parfaitement linéaire dans toute la gamme des signaux de commande, quel que soit le profil des lumières de la chemise du tiroir de deuxième étage. On peut même faire des lumières rondes, qui sont bien souvent beaucoup plus faciles à exécuter. Dans d'autres cas, on pourra faire des lumières triangulaires ou autres, sans que cela affecte le caractère linéaire de la réponse en vitesse : celle-ci est entièrement définie par la linéarité de la courbe de débit du distributeur du premier étage. De surcroît, la linéarité

de la réponse en vitesse ne dépend pratiquement pas du signe ni de la valeur du recouvrement axial des orifices du distributeur à tiroir; le seul effet d'un grand recouvrement positif ($\Delta x_0 > 0,1$ mm) est un retard qui apparaît en régime transitoire.

La principale cause de non-linéarité de la courbe de vitesse du récepteur en fonction du courant de commande, pour un asservissement du type considéré, est la saturation en vitesse qui peut se manifester pour différentes valeurs du courant de commande, en fonction

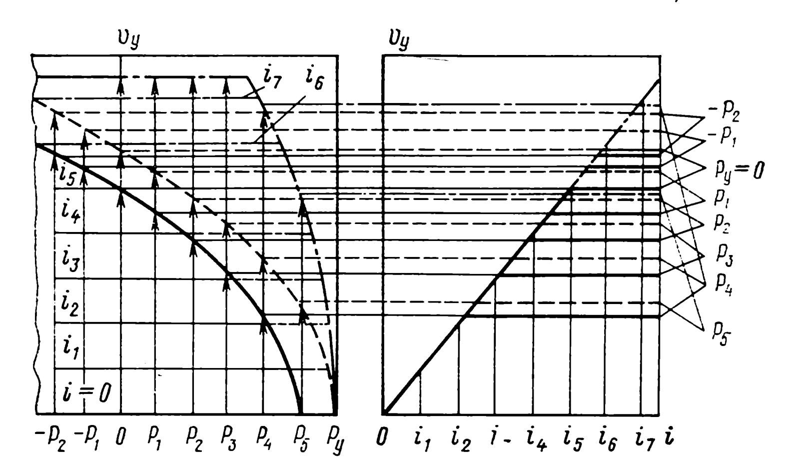


Fig. 107. Courbes de fonctionnement du retour hydromécanique en vitesse de l'asservissement montré sur la figure 105

de la charge appliquée sur la tige du vérin hydraulique. La saturation est occasionnée par la capacité de passage limitée des orifices de dosage du distributeur étrangleur à tiroir.

Les orifices étant ouverts au maximum, la vitesse de la tige du vérin dépend de la charge P_y sur la tige. Elle est exprimée par une courbe quadratique (en trait plein à gauche sur la figure 107). D'après sa signification physique, c'est le lieu des vitesses limites du récepteur pour les différentes charges sur la tige. En deçà de cette courbe, la vitesse du récepteur ne dépend que du courant de commande et reste insensible à la charge.

La provenance du lieu des vitesses limites peut être expliquée à l'aide de la courbe tracée dans la partie droite de la figure 107. La courbe de réponse en vitesse a la forme d'une ligne brisée, qui se compose d'une portion de droite issue de l'origine des coordonnées et d'une droite parallèle à l'axe des abscisses. La hauteur du point anguleux correspond à celle du point du lieu des vitesses limites (à gauche sur la figure) correspondant à la charge en question.

Lorsqu'on augmente la pression d'alimentation, le lieu des vitesses limites recule en étendant la zone où la vitesse du récepteur hydraulique est insensible à la charge: on le remarque en comparant

la courbe en trait interrompu à gauche sur la figure 107, et la courbe de réponse en vitesse (en trait interrompu à droite).

Pour diminuer l'influence de la charge sur la vitesse maximale, il y a lieu d'étendre autant que possible la zone délimitée par le lieu des vitesses maximales. A cet effet, on agrandit l'ouverture des orifices de dosage du distributeur à tiroir en augmentant leur largeur. Sur la figure 107, on montre en trait mixte le lieu des vitesses maximales pour un tiroir à orifices élargis. C'est une portion de courbe quadratique limitée par une droite parallèle à l'axe des abscisses, ce qui s'explique par le caractère limité du débit maximal de la source de pression. La réponse en vitesse pour ce cas est illustrée dans la partie droite de la figure ; les droites de saturation en vitesse y sont

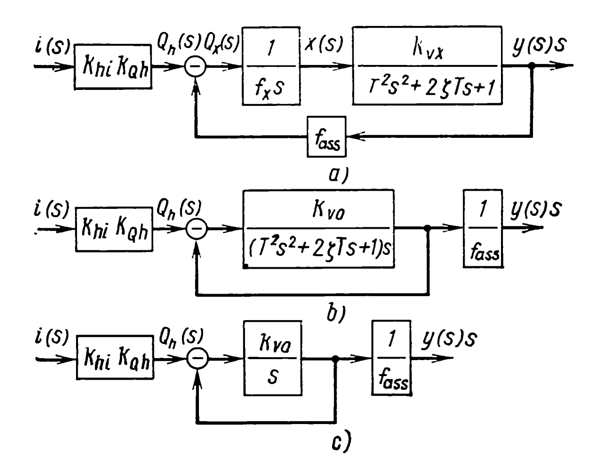


Fig. 108. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé simplifié d'un asservissement électrohydraulique en boucle ouverte à retour secondaire hydromécanique en vitesse

tracées en trait mixte. En augmentant la section de passage des orifices de dosage, on arrive à relever le palier des vitesses de l'asservissement, c'est pourquoi, dans le cas idéal, les orifices du distributeur doivent avoir une section de passage aussi grande que possible, c'est-à-dire infiniment grande : la vitesse ne sera limitée alors que par le débit maximal de la source de pression.

Or, dans la pratique, les dimensions des orifices de dosage sont toujours limitées par les particularités constructives du distributeur à tiroir.

Les asservissements électrohydrauliques à retour secondaire en vitesse présentent le même inconvénient fondamental que les asservissements à retour secondaire en debit, à savoir qu'ils ont des caractéristiques dynamiques médiocres et sont difficiles à stabiliser dans les conditions où la rapidité de réponse est un facteur de pre-

mière importance, la charge possède une inertie élevée et aucun réseau correcteur n'est utilisé.

Pour illustrer ce qui vient d'être dit, considérons le modèle dynamique d'un asservissement électrohydraulique linéarisé à retour secondaire en vitesse, lié à une masse et présentant les raideurs $c_{an} = \infty$ et $c_{tim} = \infty$. Soient le courant des bobinages de commande i la grandeur d'entrée et la vitesse de la tige du vérin hydraulique v_y la grandeur de sortie. Supposons que les équations de fonctionnement soient celles du schéma fonctionnel de la figure 108, *a*. En faisant des transformations convenables et en réduisant les chaînes de retour

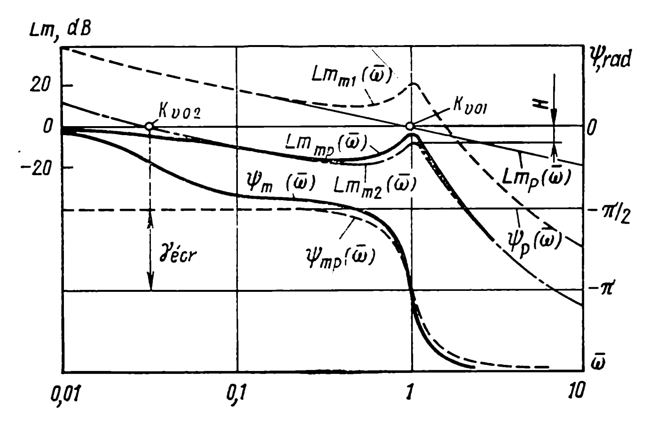


Fig. 109. Courbes de réponse en fréquence (en coordonnées logarithmiques) de la boucle ouverte d'un asservissement électrohydraulique à retour secondaire hydromécanique en vitesse

à un asservissement unitaire, on obtient le schéma représenté fig. 108, *b*. Sur la figure 108, *c* on voit le même schéma construit sans tenir compte de la charge: il possède également un asservissement négatif unitaire.

On remarque sur les schémas de la figure 108, *b* et *c* un nouveau symbole k_{v0}: c'est le facteur de qualité en vitesse de l'asservissement muni d'un retour négatif secondaire en vitesse,

$$k_{v0} = \frac{f_{ass} k_{vx}}{f_x}. \quad (4.49)$$

Sur la figure 109 on a tracé en coordonnées logarithmiques les courbes de réponse en fréquence (courbes d'amplitude et courbes de phase) d'un tel asservissement. L'axe des fréquences est gradué, ici encore, en unités sans dimension:

$$\bar{\omega} = \omega T.$$

Si l'asservissement n'est pas lié à une masse, alors, conformément au schéma fonctionnel de la figure 108, *c*, sa boucle ouverte est définie par le produit des éléments amplificateur et intégrateur. La courbe d'amplitude est donc une droite $Lm_p(\bar{\omega})$ passant par le

point k_{v01} avec une pente —20 dB/déc, et la courbe de phase, une droite $\psi_p(\overline{\omega})$ qui se confond avec l'axe $-\pi/2$ (en trait fin sur la figure 109). D'après le critère de Nyquist, un tel asservissement reste stable quel que soit le k_{v0}.

Si, pour les mêmes paramètres, l'asservissement est lié à une inertie pure, les courbes d'amplitude et de phase présentent une allure tout à fait différente. Sur la figure 109 la courbe d'amplitude de l'asservissement à boucle ouverte est marquée $Lm_{m1}(\overline{\omega})$, et sa courbe de phase, $\psi_{mp}(\overline{\omega})$. Le point d'intersection de $Lm_{m1}(\overline{\omega})$ avec l'axe « 0 dB » est situé plus à droite que le point d'intersection de $\psi_{mp}(\overline{\omega})$ avec l'axe $-\pi$. D'après le critère de Nyquist, un tel asservissement sera instable pour le facteur de qualité k_{v01}.

Si l'on veut améliorer la stabilité sans introduire un réseau correcteur, le seul moyen disponible consiste à laisser diminuer le facteur de qualité en vitesse du circuit protégé par le retour négatif secondaire en vitesse. La courbe $Lm_{m2}(\overline{\omega})$ tracée en trait mixte sur la figure 109 est la courbe d'amplitude de la boucle ouverte présentant un facteur de qualité diminué k_{v02}. La marge en module est $H = -10$ dB, et la marge de phase est $\gamma_{\text{écr}} = -\pi$, ce qui ne correspond pas aux normes admises. Or, le système est stable. On voit sur la même figure les courbes d'amplitude et de phase de l'asservissement à boucle fermée: la courbe d'amplitude $Lm_{mf}(\overline{\omega})$ et la courbe de phase $\psi_{mf}(\overline{\omega})$. On voit que la stabilisation est assurée au détriment des qualités dynamiques.

Conformément à la formule (4.49), la diminution du facteur de qualité en vitesse est réalisée en augmentant la surface du tiroir f_x et en réduisant le k_{vx}: à cet effet, on diminue la largeur b et l'on augmente la longueur l_x des lumières percées dans la chemise.

Au cours du fonctionnement du circuit considéré, l'élément intégrateur du récepteur hydraulique et l'inertie des autres éléments provoquent une très forte inclinaison des courbes de phase de l'asservissement à boucle ouverte.

On peut donc conclure qu'un asservissement électrohydraulique stabilisé à retour secondaire en vitesse lié à une inertie et dépourvu de réseau correcteur ou d'un autre dispositif de stabilisation auxiliaire présente un comportement médiocre en régime dynamique. De ce fait, un asservissement de ce type sera utilisé de préférence dans les cas où la charge prépondérante est du type frottement ou position: en pareils cas l'erreur en position et l'erreur en vitesse seront nulles.

§ 6. Asservissement électrohydraulique à chaîne de retour hydromécanique

Dans les conditions de fonctionnement difficiles où l'asservissement électrohydraulique doit avoir une haute fiabilité, une construction assez simple et une durée de service prolongée, sa chaîne

de retour en position est réalisée au moyen d'éléments mécaniques, en supprimant les détecteurs de position électriques et l'amplificateur électrique.

Il existe beaucoup de variantes de réalisation constructive de cette chaîne ; elles diffèrent principalement par le lieu de sommation du signal d'asservissement avec le signal de commande. Par exemple, dans une servovalve électrohydraulique à deux étages le signal d'asservissement peut s'ajouter aux grandeurs suivantes:

— au couple sur l'arbre du moteur-couple ;

— à la position de l'élément mobile (palette, injecteur) du distributeur du premier étage ;

— à la position du tiroir du distributeur du deuxième étage ;

— à l'effort axial exercé sur le tiroir par le distributeur du premier étage.

La théorie de l'asservissement enseigne qu'il y a intérêt à protéger par la chaîne de retour le plus grand nombre possible d'éléments branchés en série, afin d'améliorer la stabilité et les caractéristiques de fonctionnement du système de commande. Quand il s'agit d'un asservissement électrohydraulique à chaîne de retour mécanique, le point de sommation privilégié des signaux de commande et d'asservissement est l'arbre du moteur-couple. Les autres schémas d'injection du signal d'asservissement sont moins efficaces, et leur utilisation est réservée à quelques cas spéciaux assez rares.

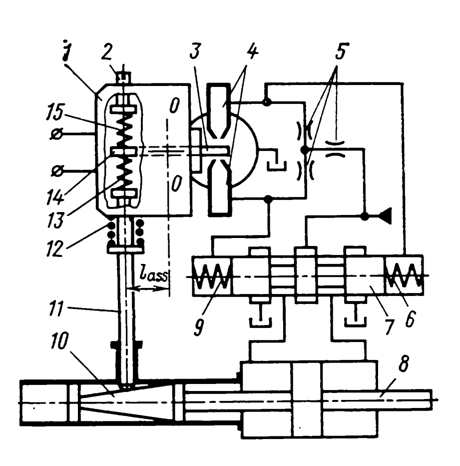


Fig. 110. Schéma d'un asservissement électrohydraulique élémentaire à retour de force en position

Un des schémas les plus anciens d'asservissement électrohydraulique à chaîne de retour en position mécanique est donné sur la figure 110. On y voit un moteur-couple *1* lié à la palette *3*, deux tuyères *4*, trois orifices fixes *5*, un distributeur étrangleur à tiroir *7* avec ses ressorts *6*, *9*, un vérin hydraulique *8* et un ensemble d'asservissement en position. Cet ensemble comprend un coin *10* solidaire de la tige du vérin *8*, une tige d'asservissement *11* avec le ressort de rappel *12*, un ressort d'asservissement *13*, une barre *14* solidaire de l'armature du moteur-couple, un ressort de réglage de zéro *15* et une vis de calage *2*.

Quand le courant de commande est nul, tous les éléments mobiles se trouvent à leur position neutre. Lorsqu'on applique un courant de commande aux bobinages du moteur-couple *1*, les forces électromagnétiques font dévier la barre *14* d'un angle proportionnel au courant

de commande, par exemple dans le sens horaire. La palette *3* se porte alors vers le bas, et la différence de pression qui s'établit aux extrémités du tiroir du distributeur *7* déplace ce tiroir vers la droite. La tige du vérin *8* commence à se déplacer vers la droite, entraînant le coin *10* avec elle. La tige d'asservissement *11* descend sous l'action du ressort de rappel *12*. L'effort exercé par le ressort d'asservissement *13* sur la barre *14* devient moins grand, et le ressort *15* ramène la palette *3* au neutre. Au moment où le couple du ressort d'asservissement devient égal au couple créé par le courant de commande, le tiroir du distributeur *7* revient en position neutre, et la tige du vérin *8*

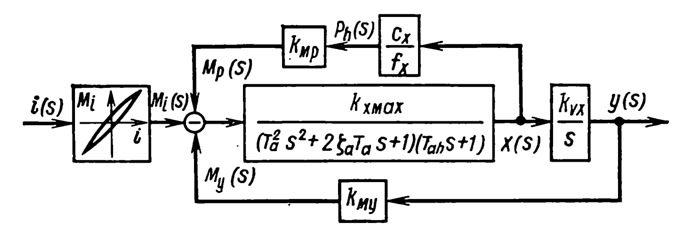


Fig. 111. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'un asservissement électro-hydraulique élémentaire à retour de force en position

s'arrête. La longueur et le sens de déplacement de la tige du vérin par rapport au point neutre sont définis par la valeur et le signe du couple électromagnétique produit par le courant de commande.

Le schéma fonctionnel de la figure 111, construit pour le cas de la charge nulle, permet de cerner l'interaction des éléments du système considéré, ainsi que leur influence sur les caractéristiques statiques et la rapidité de réponse.

L'équation d'asservissement du système représenté sur la figure 110 s'écrira, sous forme symbolique simplifiée, de la façon suivante:

$$M_\alpha(s) = k_{Mi} i(s) - k_{Mp} \frac{c_x}{f_x} x(s) - k_{My} y(s). \qquad (4.50)$$

La liaison entre la position du tiroir x et le couple sur l'arbre du moteur-couple peut aussi être exprimée par un seul coefficient k_{xM}:

$$k_{xM} = \frac{k_{\text{ah}} l}{k_{M\alpha}}.$$

Dans l'équation (4.50) le coefficient d'asservissement en position k_{My} est fonction des paramètres de l'ensemble d'asservissement:

$$k_{My} = k_{xy} c^x_{\text{ass}} l_{\text{ass}}.$$

Il convient de noter en outre que la pente de la courbe de charge du moteur-couple $k_{M\alpha}$ est la somme de la raideur angulaire du moteur-couple lui-même $k^\alpha_{M\alpha}$ et de la raideur angulaire du ressort d'asser-

vissement du côté de l'arbre du moteur-couple $c_{ass}^{\alpha} l_{ass}^{2}$:

$$k_{M\alpha} = k_{M\alpha}^{\alpha} + c_{ass}^{\alpha} l_{ass}^{2}.$$

On a en l'occurence $c_{ass}^{\alpha} = 2c_{ass}^{x}$, car l'ensemble d'asservissement est réalisé comme il est montré sur la figure 96, *a*.

En analysant le schéma fonctionnel de la figure 111 pour $T_a = 0$ et $T_{ah} = 0$, on obtient l'expression du facteur de qualité en vitesse de l'asservissement considéré:

$$k_v = \frac{k_{ah} k_{vx} k_{My} l}{k_{M\alpha}^{\alpha} + c_{ass}^{\alpha} l_{ass}^{2} + \frac{k_{Mp} c_x l k_{ah}}{f_x}}.$$

Cette expression montre que la diminution de k_v est due à l'existence de la liaison de retour en différence de pression aux extrémités du tiroir du distributeur.

Si le retour en position est réalisé électriquement, on peut améliorer le facteur de qualité en vitesse en faisant croître le gain de l amplificateur électrique. Avec le retour mécanique, on est obligé d'introduire un réseau correcteur ou de changer des coefficients ou des paramètres constructifs.

L'asservissement électrohydraulique considéré, muni d'une chaîne mécanique de retour en position et utilisant un moteur-couple polarisé à entrefer plan entre l'armature et les pièces polaires (voir fig. 110), ne peut avoir un facteur de qualité en vitesse supérieur à 5 s^{-1}.

Les principaux moyens d'améliorer le facteur de qualité en vitesse d'un asservissement à retour mécanique sont les suivants:

— la suppression de la liaison en retour négative en différence de pression aux extrémités du tiroir. A cet effet, on peut utiliser par exemple une servovalve électrohydraulique à asservissement de force en position, ou bien installer un retour hydromécanique en débit;

— l'emploi d'un moteur-couple de raideur angulaire $k_{M\alpha}^{\alpha}$ minimale ou nulle;

— l'introduction d'un ensemble d'asservissement de force en position construit selon le schéma de la figure 96, *b*. Le réglage du zéro de l'asservissement s'en trouve grandement compliqué, aussi ce procédé n'est-il utilisé que dans quelques cas exceptionnels.

En plus de l'accroissement de la rapidité de réponse, dans un asservissement à retour mécanique, on cherche à supprimer l'hystérésis de la caractéristique statique définissant le déplacement de la tige du vérin hydraulique en fonction du courant de commande. L'hystérésis en question se manifeste quand on utilise un moteur-couple du type électromagnétique, vu que sa courbe de couple $M_i = f(i)$ présente toujours une hystérésis magnétique. Son influence sur l'hystérésis de la caractéristique statique du système à retour mécanique est nettement visible sur le schéma fonctionnel de la figure 111. La non-linéarité de la courbe de couple n'est pas rattrapée

par la chaîne de retour en position, aussi cette non-linéarité est-elle manifestée dans le fonctionnement du système asservi. Afin de réduire l'hystérésis de la caractéristique statique de l'asservissement électrohydraulique à chaîne de retour mécanique, on utilise généralement un moteur-couple à faible hystérésis magnétique, le plus souvent un moteur-couple du type magnéto-électrique.

Si la chaîne de retour en position est réalisée avec des liaisons mécaniques, le réseau correcteur introduit pour assurer les caractéristiques dynamiques nécessaires est généralement, lui aussi, du type hydromécanique. Dans bien des cas, ce réseau est tellement simple, fiable et bon marché qu'on l'utilise même dans le cas où la liaison en retour est réalisée électriquement.

Dans le cas où l'asservissement est lié à une inertie pure (par exemple sur un banc d'essai dynamique), le réseau correcteur utilise des valeurs dérivées de l'accélération de la charge. Si la charge de l'asservissement se réduit à une inertie pure, ce sera la pression de charge dans les chambres de travail du récepteur hydraulique. En effet, si le réseau correcteur utilise la pression de charge telle quelle, les caractéristiques du système deviennent trop « molles »: elles dépendent même du frottement sec dans les pièces d'étanchéité du récepteur ou dans les appuis de la charge. Pour cette raison, afin de supprimer les oscillations du système engendrées par l'inertie de la charge, on se sert d'une grandeur dérivée de la pression, dite *pression dynamique*.

Fig. 112. Schéma d'un asservissement électrohydraulique à retour de force en position et à retour secondaire hydromécanique en pression dynamique

On voit sur la figure 112 le schéma d'un asservissement électrohydraulique à chaîne de retour mécanique en position et à retour secondaire en pression dynamique. L'asservissement est lié à une inertie pure. Le retour secondaire est réalisé par des moyens hydromécaniques. A la différence de la figure 110, la liaison de retour mécanique en position de la tige du vérin hydraulique *8* y est réalisée par une timonerie constituée par un levier *10* et deux bielles *9*, *12*. L'asservissement de force sur l élément mobile du moteur-couple est effectué à l'aide d'un étrier *13* et de deux ressorts d'asservissement *3*, *14*. Le réglage du zéro se fait par exemple en variant la longueur de la bielle *12*.

La servovalve possède deux étages hydrauliques. Un ressort *11* réalise l'asservissement de force en position du tiroir du distributeur *5*. Le distributeur du premier étage est du type à jet dynamique. Il se compose d'un injecteur *1*, de deux orifices d'admission *4* et d'un déflecteur mobile *2* solidaire de l'élément mobile du moteur-couple *15*.

Le réseau correcteur hydromécanique en pression dynamique *6* est une vraie petite machine hydraulique comprenant un verin hydraulique avec piston plongeur, tiges, ressorts de centrage et chambres terminales, et une pompe volumétrique située au cœur du réseau. Les chambres terminales du réseau correcteur communiquent avec les canalisations d'utilisation du système, et les chambres moyennes, avec les chambres terminales respectives du distributeur à tiroir *5*.

La chaîne de retour principale fonctionne comme l'asservissement montré sur la figure 110. Quant au retour secondaire assuré par le réseau correcteur hydromécanique *6* (fig. 112), il fonctionne comme suit. L'apparition d'un signal d'erreur provoque le déplacement du tiroir *5*, par exemple vers la gauche. L'inertie de la charge *7* fait croître la pression dans l'enceinte gauche du vérin hydraulique *8* et dans la chambre terminale gauche du réseau correcteur *6*. Sollicité par la différence de pression, le piston de l'ensemble hydromécanique *6* surmonte la résistance de ses ressorts de centrage et se porte vers la droite à une vitesse proportionnelle à la vitesse de variation de la pression de charge. Cela provoque l'apparition d'un débit d'asservissement dans la canalisation qui relie les chambres de travail de la pompe du réseau correcteur aux chambres terminales du distributeur à tiroir. Le nouveau débit se traduit par un déplacement supplémentaire du tiroir *5* vers la gauche, la pression dans l'enceinte gauche du vérin hydraulique *8* augmente et fait croître l'accélération de la charge. Un tel schéma de branchement du réseau correcteur assure un freinage plus efficace de la charge.

Ecrivons le système d'équations du modèle linéarisé de l'asservissement considéré (sous forme symbolique) en tenant compte des équations déjà connues de ses éléments:

$$M_\alpha(s) = k_{Mi} i(s) - k_{Mx} x(s) - k_{My} y(s);$$

$$z(s) = \frac{l/k_{M\alpha}}{T_{\mathrm{a}}^2 s^2 + 2\zeta_{\mathrm{a}} T_{\mathrm{a}} s + 1} M_\alpha(s);$$

$$x(s) = \left\{ k_{Qz} z(s) + [m y(s) s^2 + P_y(s)] \frac{f_{\mathrm{rc}Q} f_{\mathrm{rc}p}}{f_{\mathrm{p}} c_{x\,\mathrm{rc}}} s \right\} \frac{1}{f_x s};$$

$$y(s) = \frac{k_{vx}}{(T^2 s^2 + 2\zeta T s + 1) s} x(s).$$

On se rappellera en outre que $c_{\mathrm{ass}}^{\alpha} = c_{\mathrm{ass}}^{x}$ et $k_{xy} = l_1/l_2$ dans le cas considéré.

La figure 113 donne le schéma fonctionnel du modèle linéarisé de l'asservissement électrohydraulique considéré à retour mécanique en position et retour secondaire en pression dynamique.

Sur la figure 114 on voit les courbes d'amplitude et de phase (tracées en coordonnées logarithmiques) de l'asservissement électrohydraulique à boucle ouverte avec retour hydromécanique en position (en trait interrompu : sans réseau correcteur, en trait continu : avec retour secondaire en pression dynamique). En comparant les

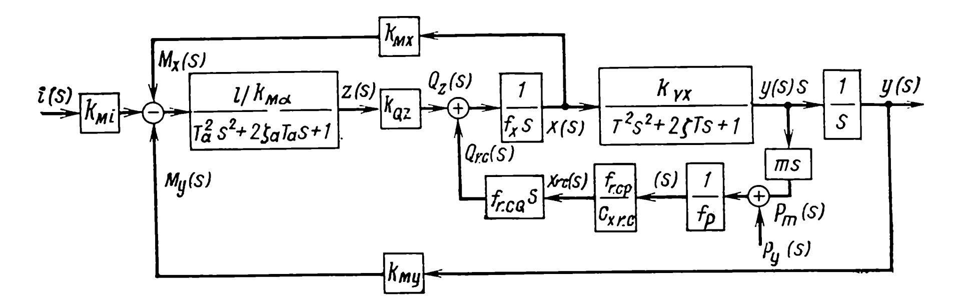


Fig. 113. Schéma fonctionnel du modèle linéarisé d'un asservissement à retou drefeorce en position et à retour secondaire hydromécanique en pression dynamiqu

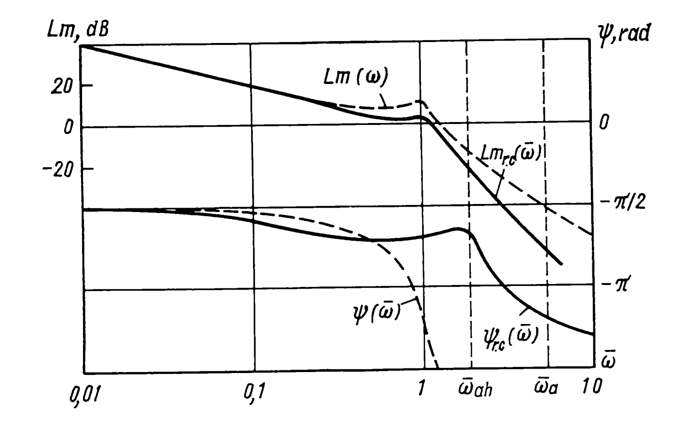


Fig. 114. Courbes de réponse en fréquence (en coordonnées logarithmiques) d'un asservissement électrohydraulique à boucle ouverte avec chaînes de retour hydromécaniques

courbes de réponse, on s'assure que l asservissement secondaire positif en pression dynamique procure une extension considérable de la gamme des valeurs du facteur de qualité en vitesse ; l'asservissement redevient stable et les marges de stabilité en module et en phase augmentent sensiblement grâce au déplacement vers la droite du point d'intersection de la courbe phase-fréquence avec l'axe —π rad.

Sur cette figure comme sur les précédentes, l'axe des fréquences est gradué en unités sans dimension: $\overline{\omega} = 1/T\omega$; $\overline{\omega}_{ah} = T/T_{ah}$; $\overline{\omega}_a = T/T_a$.

L'introduction d'un retour secondaire positif en pression dynamique, à côté de ses qualités favorables dues aux bonnes propriétés d'amortissement d'un asservissement lié à une masse, présente cependant un inconvénient grave. Il consiste en ce que le réseau correcteur du type décrit augmente sensiblement l'élasticité dynamique du système. Cette particularité se fait sentir très nettement quand le système est soumis à une charge extérieure P_y variable dans le temps (charge extérieure dynamique). Par exemple, lorsqu'on applique au système réglé un effort qui varie par bond ou par impulsion de brève durée, le système réglé se laisse déplacer dans le sens de l'effort perturbateur, puis regagne sa position initiale. On comprend sans peine les causes physiques de ce processus en analysant le schéma fonctionnel de la figure 113.

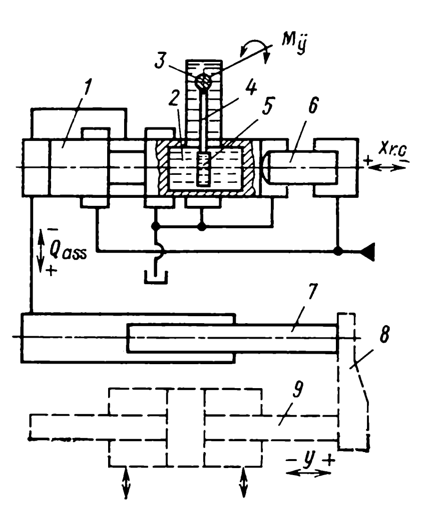


Fig. 115. Organisation du réseau correcteur hydromécanique en accélération

Dans les cas où l'élasticité dynamique de l'asservissement lié à une masse notable et doté d'un retour mécanique en position fait l'objet de restrictions sévères, on est obligé d'introduire un retour secondaire hydromécanique en accélération. Ce retour secondaire peut être réalisé au moyen d'un réseau correcteur dont on voit le schéma sur la figure 115. Le piston plongeur de sa pompe *7* est rendu solidaire, par une traverse *8*, de la tige du récepteur (vérin hydraulique) *9* connecté à la servovalve électrohydraulique qui n'est pas représentée. Le réseau correcteur comprend en outre un tiroir *1*, un piston pilote *6* et un levier d'asservissement *4* dont une extrémité est immobilisée sur l'arbre *3* du moteur-couple et l'autre porte un disque *5*. Ce dernier est logé concentriquement dans l'enceinte intérieure *2* du tiroir, avec un certain jeu par rapport aux parois.

En se déplaçant, la tige du vérin *9* entraîne avec elle le piston plongeur de la pompe volumétrique *7*, ce qui fait naître un débit d'asservissement Q_{ass}. Le tiroir *1* se déplace donc d'une longueur proportionnelle au débit. Quand le vérin *9* se déplace avec une accélération constante, le tiroir *1* se déplace, lui, avec une vitesse proportionnelle à l'accélération du vérin et fait naître sur l'arbre *3* un couple $M_{\ddot{y}}$ engendré par le liquide qui, déplacé dans l'enceinte *2*

par le tiroir *1*, fait pression sur le disque *5*. Ainsi donc, le couple sur l'arbre *3* sera proportionnel à l'accélération de la tige du récepteur *9*.

L'influence d'un tel réseau correcteur sur le comportement dynamique de l'asservissement lié à une masse est analogue à l'effet de la liaison de retour électrique en accélération (voir fig. 99).

L'efficacité du retour hydromécanique ressort clairement quand on analyse le fonctionnement de l'asservissement électrohydraulique qui assure la régulation du débit d'une pompe (fig. 116).

La manœuvre de l'élément régulateur de la pompe *15* est réalisée par un vérin hydraulique *14* à double tige fixe. Ce vérin constitue l'élément de sortie de l'asservissement électrohydraulique à chaîne de retour mécanique en position. L'asservissement en question comprend les organes suivants :

— un moteur-couple *23* ;

— un distributeur du premier étage composé d'une palette *19* rapportée sur l'arbre du moteur couple, de deux tuyères *11*, *18* et de deux orifices fixes *1*, *27* ;

— un distributeur étrangleur du deuxième étage à tiroir à quatre orifices *24* dont les ressorts de centrage *2*, *26* ont une raideur très faible. Les chambres terminales de ce distributeur communiquent avec les chambres d'étranglement du distributeur du premier étage ;

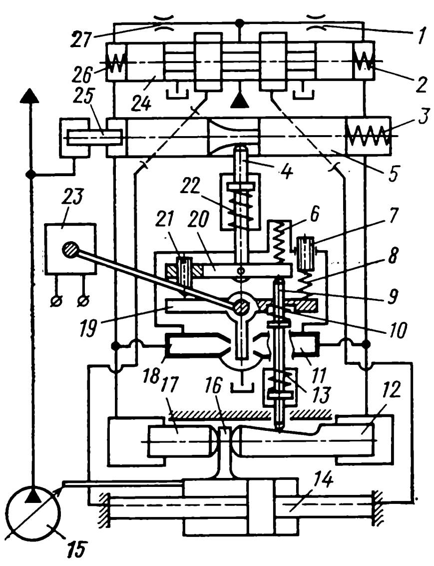


Fig. 116. Schéma d'un asservissement électrohydraulique à chaînes de retour hydromécaniques utilisé pour commander le débit d'une pompe

— une pompe d'asservissement en vitesse dont les deux pistons baladeurs *12*, *17* sont rigidement liés au vérin hydraulique *14* par l'entraîneur *16* ;

— un détecteur d'asservissement mécanique en position qui est formé par une rampe inclinée ménagée sur le piston *12*, une tige d'asservissement en position *9*, un ressort d'asservissement *10*, un ressort de rappel *13*, un ressort de réglage du zéro *8* et une vis de calage *7*.

Lorsqu'on envoie un courant de commande dans les bobinages du moteur-couple *23*, son arbre de sortie surmonte la raideur des ressorts *10*, *8* et tourne d'un angle proportionnel au courant de commande, par exemple dans le sens horaire. La palette *19* se trouvant déviée vers la gauche, le tiroir *24* commence à se mouvoir vers la droite avec une vitesse proportionnelle à l'écart de la palette ; en effet, les ressorts *2* et *26* n'offrent qu'une raideur négligeable, leur

seule fonction consistant à ramener le tiroir au neutre quand la pression d'alimentation est nulle. Quand le tiroir *24* s'écarte de sa position neutre, le vérin hydraulique *14* se met en mouvement et, par l'intermédiaire de l'entraîneur *16*, actionne les pistons baladeurs *12* et *17*. Ceux-ci font naître, dans les canalisations du distributeur du premier étage, un débit d'asservissement qui arrête le tiroir *24* en une position assurant la proportionnalité entre la vitesse du vérin *14* et l'écart de la palette *19*. La rampe inclinée du piston baladeur *12* fait pression sur la tige d'asservissement *9* (le contact entre piston et tige est maintenu par le ressort *13*). Dans le cas considéré la tige *9* se portera vers le haut et, par l'intermédiaire du ressort d'asservissement *10*, fera naître sur la palette *19* un couple antagoniste opposé au couple produit par le courant de commande. Au moment où les deux couples deviennent égaux, la palette *19* se remet au neutre, et le vérin *14* s'immobilise : à ce moment le vérin et l'élément régulateur de la pompe *15* se trouveront à une position qui correspond au courant de commande.

L'introduction du retour en débit permet de contrôler l'influence des forces au niveau du régulateur de la pompe (qui présentent des variations très brusques et de forte amplitude) sur les caractéristiques statiques et dynamiques de l'asservissement. Elle permet en outre d'adopter des tolérances dimensionnelles moins sévères sur les orifices de dosage du distributeur à tiroir (dimensions libres) et de pratiquer des lumières rondes dans la chemise.

La source de pression alimentant le système asservi électrohydraulique n'est pas montrée sur le schéma : ce peut être, dans le cas considéré, la pompe de gavage qui vient compléter la pompe principale à régler (à débit variable).

En plus des organes énumérés, le système de commande contient un transmetteur hydromécanique d'asservissement en puissance de l'écoulement en aval de la pompe à régler *15*. Il permet d'assurer un régime de marche à puissance constante sans rapport avec la charge, qualité très appréciée pour une pompe actionnée par un moteur thermique. Les éléments constitutifs de ce transmetteur sont :

— un piston baladeur *5* comportant une rampe spéciale dont le profil traduit la loi de variation de puissance à assurer ;

— un piston baladeur auxiliaire *25* avec son ressort *3* ;

— une tige d'asservissement *4* contrôlant la pression en aval de la pompe *15*. La tige, sollicitée par le ressort de rappel *22*, est articulée à un levier *20* muni d'une vis de calage *21* ;

— une tige d'asservissement en position *9* avec son ressort de rappel *6*. Dans le cas considéré, cette tige est destinée à contrôler le débit de la pompe *15*.

Le levier *20* du transmetteur d'asservissement en puissance multiplie le débit de la pompe *15* (déterminé indirectement d'après la position du régulateur) par la pression en aval de la pompe (contrôlée d'après la position du piston baladeur *5*). Si, le débit de la pompe *15* étant maximal, la pression aval augmente dangereuse-

ment (dépassement de puissance), le piston *5* se déplace vers la droite et fait descendre la tige *4* ; l'extrémité gauche du levier *20* munie d'une vis *21* va limiter le débattement de la palette *19* dans le sens horaire. La palette *19* se déplacera donc vers la droite, le cylindre *14* ira vers la gauche, et le débit de la pompe *15* va diminuer jusqu'à ce que le produit du débit par la pression aval garantisse la puissance désirée. Tant que la puissance de la pompe n'a pas atteint sa valeur maximale, la chaîne de retour en puissance reste inactive.

Une autre fonction du piston baladeur *5* consiste à réaliser l'asservissement en pression dynamique en aval de la pompe *15*. En se déplaçant à une vitesse proportionnelle à la vitesse de variation de la pression aval, le piston *5* fait naître un débit d'asservissement en pression dynamique ; le tiroir du distributeur *24* se déplace alors de façon à diminuer la vitesse de variation du débit de la pompe à régler, ce qui prévient des variations de pression trop brusques à l'aval et met la pompe à l'abri des surcharges dynamiques.

CHAPITRE V

COMPOSANTS HYDRAULIQUES

§ 1. Clapets de non-retour et de verrouillage

Un clapet de non-retour ou de verrouillage est un organe qui ne laisse passer le fluide hydraulique que dans un sens unique.

Les *clapets de non-retour*, dont la fonction consiste à s'opposer au passage du fluide hydraulique dans un sens déterminé, sont largement utilisés dans les circuits des pompes auxiliaires (de gavage) (voir fig. 90), ainsi que dans tous les cas où la canalisation ne doit être parcourue par le fluide que dans un sens unique. Un clapet de non-retour peut former un organe indépendant ou s'incorporer dans un autre organe ou ensemble.

Sur la figure 117, *a*, *b* on voit deux clapets de non-retour où l'obturateur est constitué par une bille et un cône. Arrivant dans le sens de passage direct, le fluide hydraulique soulève l'obturateur au-dessus de son siège et passe vers l'orifice de sortie du clapet en ne subissant qu'une perte de charge minimale. Revenant en sens inverse, le fluide applique l'obturateur sur son siège, et l'écoulement s'arrête. Les ressorts prévus dans le clapet ne servent qu'à assurer le rappel du clapet sur son siège au moment de renversement du sens d'écoulement. Puisque l'action du ressort se traduit par une augmentation de la différence de pression au droit du clapet lors du passage en sens direct, alors qu'elle ne doit jamais être supérieure à 0,01-0,03 MPa, on cherche généralement à minimiser la raideur du ressort. Dans certains cas le ressort est inexistant, le rappel étant assuré par le poids de l'obturateur.

La représentation symbolique des clapets de non-retour est donnée sur la figure 117, *c*.

Les clapets montrés sur la figure 117, *a*, *b* ont une organisation élémentaire; ils sont conçus pour un faible débit, une petite différence de pression et n'assurent qu'une étanchéité médiocre en sens inverse. L'obturateur cône procure une étanchéité plus parfaite, mais il pose des problèmes de fabrication.

Si le débit est élevé, l'obturateur du clapet de non-retour est monté dans un guide spécial qui assure son déplacement correct.

Dans le cas où le clapet doit garantir une étanchéité parfaite, son obturateur est muni d'une garniture élastique. Ce procédé est communément employé dans les circuits de basse pression.

Il y a des cas où l'écoulement doit avoir lieu tantôt en sens unique (absence de signal de commande hydraulique), tantôt en deux sens (signal appliqué). On utilise alors un clapet de non-retour piloté, ou *clapet de verrouillage*. On en voit un exemple de réalisation sur le

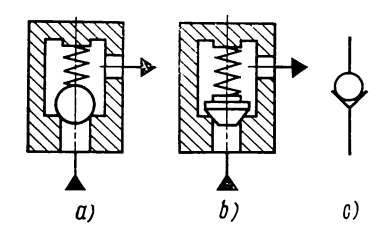


Fig. 117. Clapets de non-retour

schéma de la figure 118, *a*. Il comprend les éléments d'un clapet de non-retour ordinaire (siège, obturateur, ressort) auxquels on a ajouté un piston avec tige.

Si aucun signal hydraulique (pression) n'arrive par *3*, le fluide s'écoulant de *2* vers *1* repousse l'obturateur de son siège ; le piston

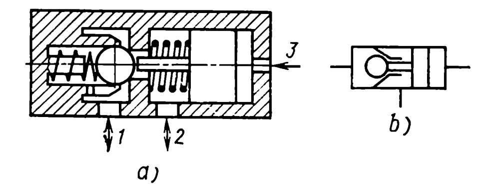


Fig. 118. Clapet de verrouillage unidirectionnel

et la tige se déplacent vers la droite. Dès que le fluide commence à circuler de *1* vers *2*, l'obturateur s'applique sur son siège en fermant l'orifice de passage.

Quand un signal de commande hydraulique (pression) est envoyé par *3*, le piston et sa tige se déplacent vers la gauche, la tige sépare l'obturateur de son siège, et le fluide commence à circuler librement dans les deux sens.

La représentation conventionnelle d'un clapet de verrouillage unidirectionnel est donnée sur la figure 118, *b*.

Soit un récepteur hydraulique dont l'élément mobile est soumis à une charge unidirectionnelle. Si sa régulation est réalisée à l'aide d'un distributeur à tiroir, alors son élément mobile se déplacera même en l'absence de signal de commande, à cause de la circulation du fluide hydraulique entre les chambres de travail du récepteur. La vitesse de déplacement de l'élément mobile du récepteur est

généralement fonction de la charge unidirectionnelle et des fuites entre chambres.

Pour verrouiller le récepteur, on utilise en pareils cas un clapet de verrouillage bidirectionnel qui représente deux clapets de non-retour pilotés accolés. Lorsque le signal de commande est absent, ce clapet verrouille les chambres de travail du récepteur et s'oppose au déplacement spontané de son élément mobile.

On voit fig. 119, *a* le schéma d'un clapet de verrouillage bidirectionnel. Les canalisations *2* et *3* viennent du distributeur, et les canalisations *1*, *4* vont vers les chambres de travail du récepteur hydraulique. Lorsque le signal de commande est absent et que l'élément mobile du récepteur subisse l'action d'une charge extérieure

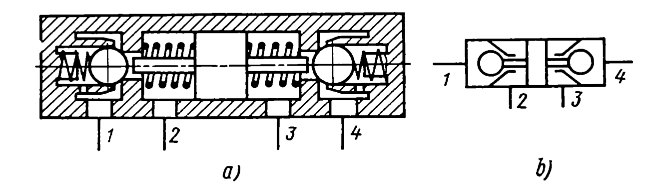


Fig. 119. Clapet de verrouillage bidirectionnel

unidirectionnelle, la pression dans ses chambres de travail devient plus grande. En fonction du signe de l'incrément de pression, un des deux clapets constitutifs du clapet de verrouillage bidirectionnel se ferme et verrouille la chambre correspondante du récepteur. Quand le distributeur se déplace par augmentation de pression dans l'une des canalisations d'utilisation, le piston du clapet de verrouillage s'écarte en séparant un des obturateurs de son siège, tandis que l'autre obturateur s'ouvre par l'action du fluide hydraulique.

La représentation symbolique d'un clapet de verrouillage bidirectionnel est donnée sur la figure 119, *b*.

§ 2. Clapets et soupapes de surpression

Les clapets et soupapes de surpression servent à limiter ou à maintenir la pression dans une canalisation par l'évacuation continue ou périodique du fluide hydraulique vers le réservoir. D'après leur fonction, on distingue les clapets de sûreté et les clapets d'évacuation, bien que leurs constructions soient identiques.

Par *clapet de sûreté*, on entend un clapet de surpression équipant un système de commande hydraulique volumétrique, qui met ce système à l'abri d'une élévation de pression dangereuse en acheminant le fluide vers le réservoir chaque fois que la pression de consigne est dépassée.

Un *clapet d'évacuation* est un clapet de surpression qui remplit sa fonction de maintien de pression en évacuant d'une façon continue le fluide hydraulique vers le réservoir au cours du fonctionnement.

Le schéma d'un clapet de surpression élémentaire à action directe est donné sur la figure 120, *a*. Le boîtier *2* du clapet est percé d'un orifice traversant sur lequel est branchée la canalisation à protéger, et un orifice latéral sur lequel vient se brancher la canalisation de retour au réservoir. Le boîtier contient un obturateur *1*, un ressort *4*, un support *5* et une vis de calage *3*.

L'obturateur *1* est constitué par une bille qui, rappelée par le ressort *4* sur son siège, ferme l'orifice de passage du clapet. Quand la pression amont croît, la bille s'écarte de son siège malgré la résistance du ressort et laisse passer une partie de fluide vers la canalisation de retour, diminuant par là même la pression aval. Plus le débit de retour Q_{ret} est fort, plus la levée de la bille est importante, et plus la compression du ressort est forte. Donc, la pression dans la canalisation à protéger sera d'autant plus élevée que le débit Q_{ret} est plus grand. La variation de la pression en amont du clapet P_{am} en fonction du débit Q_{ch} consommé par la charge est montrée en trait fort continu sur la figure 122.

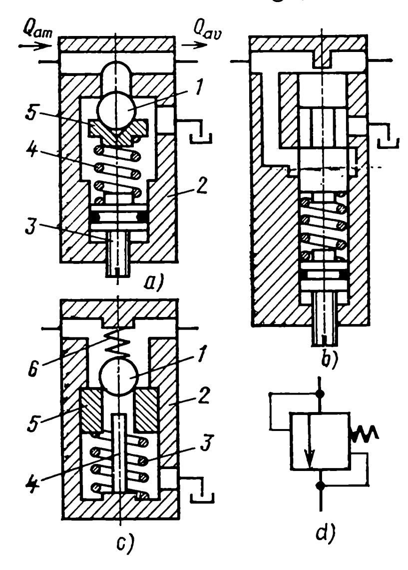


Fig. 120. Clapets de surpression à action directe

Les clapets de ce type, malgré leur simplicité constructive, présentent beaucoup d'inconvénients. Par exemple, ils deviennent instables quand le débit de retour est faible: démunie de tout élément de guidage, la bille commence à vibrer dans la direction perpendiculaire à l'axe du siège et provoque un matage de celui-ci. Les clapets de ce type ne sont donc employés que comme clapets de sûreté (à fonctionnement périodique) dans les circuits de basse pression.

Si le clapet doit réaliser une évacuation continue, on utilise de préférence des clapets à tiroir, dont on voit un exemple de réalisation sur la figure 120, *b*.

Dans les deux cas, la pression de consigne est réglée par action sur une vis de calage qui garantit l'effort nécessaire du ressort.

Quand la pression dans la canalisation est proche de la pression de réglage du clapet, le contact de l'obturateur avec son siège devient précaire. Cet inconvénient peut être évité en utilisant un clapet à

butoir ; le schéma montré sur la figure 120, *c* convient pour des pressions allant jusqu'à 50 MPa. Le clapet comprend un obturateur (bille) *1*, un ressort de rappel *6*, un piston *5* percé d'un orifice centré, un ressort taré *3* et un butoir *4* fixé dans le boîtier *2*.

Lorsque la pression amont augmente, la bille *1* et le piston *5* commencent à s'abaisser en surmontant la résistance du ressort *3*. La bille reste fortement appliquée sur son siège. A un moment déterminé, la bille vient en butée sur *4* et, en se séparant de son siège, réalisera une ouverture franche de l'orifice de passage.

La représentation symbolique d'un clapet de surpression à action directe est donnée sur la figure 120, *d*.

Les clapets de surpression à action directe considérés ci-dessus sont simples, fiables et ont une rapidité de réponse assez élevée. Or, avec des débits plus puissants, ils deviennent trop encombrants, surtout en raison des dimensions des ressorts.

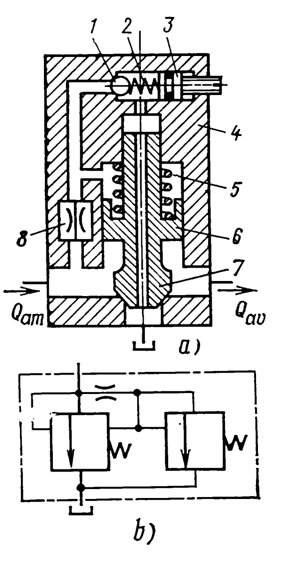


Fig. 121. Soupape de surpression à clapet pilote

Pour pouvoir utiliser des ressorts plus petits, on essaie de réduire l'effort exercé par le fluide sur les éléments mobiles ; à cet effet, on introduit quelquefois un vérin différentiel miniature. Or, ce procédé conduit à un renforcement préjudiciable du frottement sec.

Avec des puissances élevées, on utilise le plus souvent des clapets à action indirecte, dits *soupapes à clapet pilote*. La soupape principale d'un tel organe est manœuvrée à l'aide d'un clapet auxiliaire de dimensions réduites, appelé *clapet pilote*.

Le schéma d'une soupape à clapet pilote est montré sur la figure 121, *a*. La soupape principale *7*, rappelée sur son siège ménagé dans le boîtier *4*, forme un seul bloc avec un piston *6*. Le clapet pilote est constitué par un obturateur *1*, un ressort taré *2*, une vis de calage *3* et un orifice de restriction fixe *8*. L'orifice de dosage du clapet pilote et l'orifice fixe sont liés par une canalisation formant une chambre d'étranglement à laquelle est connectée la chambre de travail du piston *6*. Le ressort *5* maintient la soupape *7* sur son siège au moment de mise en pression du système. Dans la gamme de variation pratique de la pression amont, ce ressort n'affecte en aucune façon les caractéristiques de fonctionnement de la soupape.

Tant que la pression amont reste inférieure à la valeur de consigne, l'obturateur *1* sollicité par le ressort *2* masque l'orifice de passage du clapet pilote ; les pressions de part et d'autre du piston *6* sont égales. Puisque la surface utile de la tige du piston *6* est égale par

construction à celle de la soupape *7*, l'effort total exercé par le fluide sur la soupape reste nul, si bien que l'orifice de passage de la soupape demeure fermé sous l'action du ressort *5*.

Dès que la pression amont a dépassé la résistance du ressort *2*, l'obturateur *1* se décolle de son siège, et un certain débit apparaît à travers le clapet pilote. La chute de pression au droit de l'orifice fixe *8* fait diminuer la pression dans la chambre de travail du piston *6* ; sollicité par la pression amont, le piston recule, et la soupape ouvre le passage au fluide hydraulique. La pression dans la canalisation redevient normale, la pression dans l'enceinte du piston *6* tombe, et la soupape ferme l'orifice de passage.

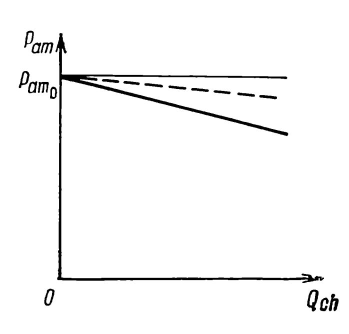


Fig. 122. Variation de la pression amont en fonction du débit consommé par la charge, réalisée par les clapets (soupapes) de surpression

La valeur de la pression de consigne dans la canalisation est affichée en variant la compression du ressort *2* par action sur la vis de calage *3*. Puisque le débit du clapet pilote est faible, l'effort du ressort *2* ne varie que fort peu lors des variations du débit amont Q_{ch} ; la pression amont ne change donc que très peu, elle aussi.

La courbe en trait interrompu de la figure 122 illustre la variation de la pression amont en fonction du débit amont Q_{ch} consommé par la charge (pour une soupape à clapet pilote). La pente de la courbe est beaucoup moins forte que pour un clapet à action directe.

La représentation symbolique d'une soupape à clapet pilote est donnée sur la figure 121, *b*. On admet également une représentation simplifiée (voir fig. 120, *d*).

§ 3. Détendeurs

Le *détendeur* est une soupape destinée à réduire la pression dans une dérivation de la canalisation principale et à maintenir constante cette pression ou différence de pression.

On utilise les détendeurs dans le cas où un ou plusieurs appareils récepteurs à pression de service différente viennent se brancher sur une canalisation où la pression est supérieure à leur pression d'utilisation. Les détendeurs servent également à diminuer et à stabiliser la pression amont des étages hydrauliques de préamplification, ainsi qu'à assurer une différence de pression constante au droit des orifices de restriction réglables des régulateurs de débit.

La figure 123, *a* donne le schéma d'un détendeur à action directe. Sa pièce de régulation principale est un tiroir à un orifice *1*. Le boîtier *2* du détendeur renferme également un ressort *3* avec ses cuvettes d'appui et une vis de calage *4* qui détermine la compression néces-

saire du ressort. La pression amont p_{am} arrivant dans la chambre de travail du tiroir *1* n'exerce aucun effort axial, car les surfaces utiles des faces du tiroir sont égales. Le tiroir est sollicité en sens axial principalement par le ressort, la pression aval et la pression de retour (pression dans la canalisation aboutissant au réservoir). Il est évident que, grâce au ressort *3*, la position du tiroir *1* est définie par la différence entre la pression détendue en aval du détendeur p_{av} et la pression de retour p_{ret}. Plus cette différence est grande, plus le tiroir ferme l'orifice de passage, diminuant par là même le débit en aval : la différence de pression réalisée sera ramenée donc à la valeur de consigne. Par contre, lorsque la pression p_{av} diminue à cause de l'augmentation du débit en aval, le tiroir *1* sollicité par le ressort *3* ouvre davantage l'orifice de passage en rétablissant la pression p_{av} nécessaire.

La pression aval, ou plus exactement la différence de pression $p_{av} - p_{ret}$, est constamment comparée avec l'effort du ressort qui dépend de la position du tiroir, cette dernière étant à son tour fonction du débit aval. On comprend donc que la pression p_{av} est d'autant plus petite que le débit aval est plus fort. Nous avons déjà mentionné cette particularité en parlant des clapets de surpression (voir fig. 122).

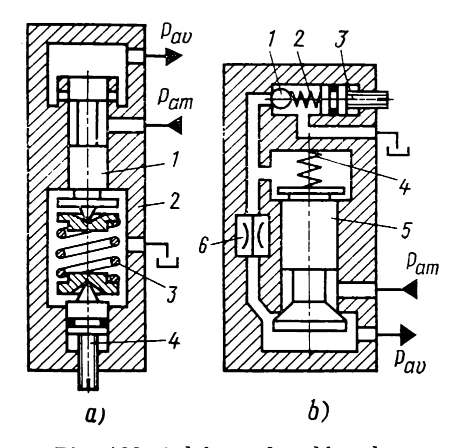


Fig. 123. Schémas des détendeurs

Afin de rendre la pression moins sensible aux variations du débit consommé par la charge on utilise des détendeurs à action indirecte.

La figure 123, *b* montre le schéma de l'un des détendeurs à action indirecte les plus répandus, dit *détendeur à clapet pilote*. La soupape principale du détendeur *5* est commandée par un clapet pilote constitué par un obturateur *1*, un ressort *2*, une vis de calage *3* et un orifice de restriction fixe *6*. La chambre d'étranglement interne du clapet, formée entre l'orifice fixe *6* et l'orifice du clapet, communique avec la chambre de travail de la soupape principale *5*. Le ressort *4* de la soupape ouvre l'orifice de passage de celle-ci chaque fois que la pression aval devient inférieure à la valeur de réglage du détendeur.

Si la charge située en aval du détendeur commence à consommer un débit moins important, il se produit une augmentation temporaire de la pression p_{av} ; la pression dans la chambre d'étranglement du clapet pilote augmente, l'obturateur *1* se sépare de son siège et laisse passer un peu de fluide hydraulique vers le réservoir. Grâce à l'orifice fixe *6*, l'apparition d'un débit de retour fait diminuer la

pression dans la chambre d'étranglement du clapet; la soupape *5*, sollicitée par la pression p_{av} plus forte, se déplace en diminuant la section de passage (vers le haut en l'occurrence). L'apport d'énergie de la canalisation amont dans la chambre à pression détendue devient moins fort, et la pression p_{av} se ramène à la valeur réglée par le clapet pilote.

La représentation symbolique d'un détendeur est montrée sur la figure 124, *a*.

L'organe représenté symboliquement sur la figure 124, *b* est un *régulateur de débit*. Sa fonction consiste à assurer un débit aval

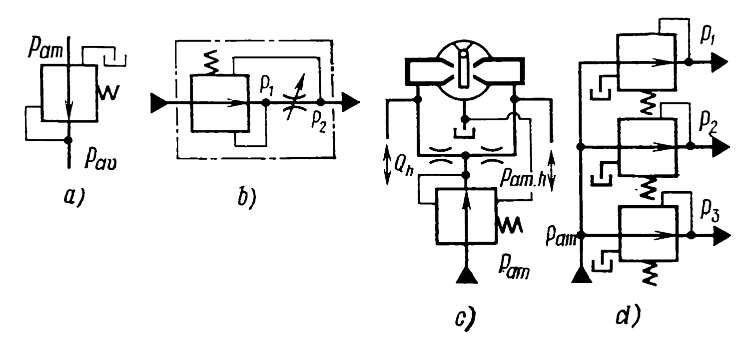


Fig. 124. Représentations symboliques et exemples d'application des détendeurs

dans la dérivation proportionnel à l'ouverture de l'orifice de restriction réglable, sans rapport avec les pressions amont et aval. L'insensibilité aux pressions est réalisée en stabilisant la différence de pression $\Delta p_{or} = p_1 - p_2$ sur l'orifice à l'aide d'un détendeur; on assure donc Δp_{or} = const.

Considérons, à titre d'exemple, le schéma de la figure 124, *c* qui montre un détendeur servant à réduire et stabiliser la pression en amont du distributeur étrangleur installé dans le premier étage de l'amplificateur hydraulique de la figure 63. Le détendeur protégeant un distributeur à palette et tuyères du type montré garantit la stabilité des caractéristiques statiques de ce dernier, quelles que soient la pression aval et la pression de retour.

Le montage de la figure 124, *d*, rendu possible grâce aux détendeurs, permet de brancher en série plusieurs appareils récepteurs dont les pressions d'alimentation sont différentes ($p_1 \neq p_2 \neq p_3$) et inférieures à la pression amont p_{am} (pression dans la canalisation principale).

§ 4. Vannes-relais

Parmi les vannes-relais utilisées dans les automatismes hydrauliques, il convient de mentionner les *soupapes de séquence* dont la fonction consiste à ouvrir le passage au fluide hydraulique dès que sa pression a atteint un certain seuil. Un tel organe contient généra-

lement un distributeur à tiroir sélecteur cylindrique et un ressort de rappel. Le schéma d'une soupape de séquence est donné sur la figure 125, *a*.

Tant que la pression amont reste faible, le ressort repousse le tiroir vers le bas en fermant le passage au fluide. Lorsque la pression amont attaquant la face du tiroir devient plus forte, le tiroir se porte vers le haut en surmontant la résistance du ressort et ouvre l'orifice de passage du distributeur. La pression d'ouverture à laquelle le tiroir se déplace et laisse passer le fluide hydraulique de l'amont à l'aval est déterminée par la raideur et la compression du ressort, ainsi que par le diamètre du tiroir.

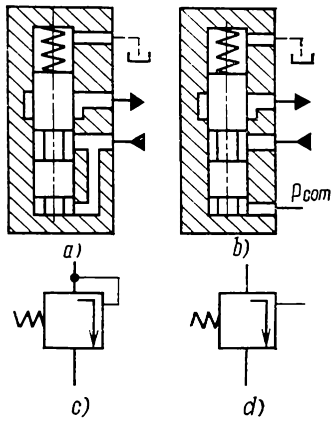


Fig. 125. Soupapes de séquence

La soupape de séquence peut comporter un clapet de non-retour intercalé entre l'amont et l'aval, qui assure l'annulation de pression dans la canalisation aval chaque fois que la pression dans la canalisation amont tombe à zéro. Le canal de la soupape qui met en communication la chambre terminale du tiroir et l'amont peut être doté d'un orifice de restriction, très utile pour réduire la vitesse de déplacement du tiroir et éviter des bonds de pression trop importants.

La représentation symbolique d'une soupape de séquence est celle de la figure 125, *b*.

La soupape de séquence peut être commandée par la pression amont ou pilotée par une pression auxiliaire, par exemple à distance. Le schéma d'une telle soupape est donné sur la figure 125, *c*, et sa représentation symbolique, sur la figure 125, *d*.

En principe, la soupape de séquence peut être assimilée à un *relais de pression* à sortie hydraulique. Or, dans la plupart des cas, les relais de pression fournissent un signal de sortie mécanique (déplacement d'un élément mobile) ou électrique chaque fois que la pression dans la canalisation atteint une valeur établie. Un relais de pression comporte généralement un récepteur hydraulique miniature à translation (vérin, membrane, soufflet) dont le déplacement actif est réalisé par la pression hydraulique et le retour, par un ressort approprié. En fin de la course de l'élément mobile, déterminée par la pression à contrôler, on installe généralement des contacts normalement ouverts. Un tel relais s'appelle *manostat*. Chaque fois que la pression devient égale à une valeur de consigne, les contacts se ferment en délivrant un signal électrique. On peut aussi monter en fin de la course de l'élément mobile du relais un distributeur sélecteur, une soupape, etc.

Une autre variété des vannes-relais est constituée par les *soupapes à temps*. Elles servent à ouvrir ou à fermer le passage de fluide hydraulique dans une ou plusieurs canalisations au bout d'un temps déterminé après l'arrivée du signal de commande. On les utilise également pour marquer un temps d'arrêt de durée déterminée entre deux déplacements successifs d'un récepteur ou autre organe hydraulique.

Le temps d'arrêt nécessaire est assuré généralement par le déplacement du piston d'un vérin hydraulique le long d'un chemin de longueur finie. Pour changer la temporisation, on peut faire varier tant la vitesse que la course du piston.

Fig. 126. Schéma d'une soupape à temps

Le schéma d'une soupape à temps élémentaire, donné sur la figure 126, permet de se faire une idée du fonctionnement des autres soupapes à fonction analogue.

La soupape montrée peut réaliser tant l'ouverture que la fermeture de circulation de fluide dans les canalisations amont et aval. Cette fonction est assurée par un piston *3* contenu dans le boîtier *4* de la soupape et faisant office de tiroir du distributeur sélecteur. Un ressort de rappel *5* ramène le piston-tiroir *3* à l'une de ses deux positions extrêmes (vers le haut en l'occurrence).

Le fluide chassé de la chambre de travail du tiroir-piston retourne au réservoir en passant à travers les orifices d'un distributeur pilote *1*.

Au moment où un signal de commande p_{com} vient attaquer le distributeur pilote *1*, son tiroir surmonte la résistance du ressort et passe à sa deuxième position extrême en reliant la chambre de travail du piston *3* avec la canalisation de commande. Le fluide hydraulique traverse alors un orifice de restriction réglable *2* qui détermine justement la vitesse de déplacement du piston *3*. Au bout d'un temps déterminé le piston *3* arrive à sa deuxième position extême en acheminant le fluide arrivant vers la canalisation de bas.

Lorsque le signal de commande p_{com} est supprimé, le distributeur pilote *1* revient à sa position initiale représentée sur la figure 126 en branchant la chambre de travail du piston *3* sur le retour. Sollicité par le ressort *5*, le piston de distribution *3* regagne sa position d'origine. La soupape est de nouveau prête à fonctionner.

Le temps d'arrêt (temporisation) assuré par des soupapes élémentaires du type décrit ne dépasse guère 300 s, pour un minimum de 0,5 à 1,0 s. La temporisation est réglée généralement en agissant sur l'orifice réglable. La précision de fonctionnement reste médiocre, ce qui s'explique par plusieurs causes. Tout d'abord, le débit de l'orifice est fonction de la température du fluide hydraulique. Ensuite,

la différence de pression au niveau de l'orifice n'est pas constante mais varie en fonction de la compression du ressort, c'est-à-dire de la position du piston. Revenons par exemple à la soupape de la figure 126. Au moment initial de mise en pression, la vitesse du piston *3* est nettement plus grande qu'en fin du fonctionnement. En effet, la compression du ressort *5* fait croître la pression dans la chambre de travail du piston *3*, la différence de pression sur *2* devient moins grande et fait diminuer le débit de l'orifice qui détermine la vitesse du piston *3*. De surcroît, la vitesse du piston est tributaire des forces de frottement sec.

Pour étendre la gamme des temps d'arrêt et améliorer la précision de fonctionnement des soupapes à temps, au lieu des orifices réglables, on monte des régulateurs de débit (voir fig. 124, *b*).

§ 5. Diviseurs de débit et régulateurs de pression

Pour maintenir un rapport déterminé ou l'égalité des vitesses de deux récepteurs hydrauliques éloignés l'un de l'autre, sans qu'il soit nécessaire d'assurer rigoureusement la valeur absolue de ces vitesses, on emploie des soupapes hydrauliques appelées *diviseurs de débit.*

Un diviseur de débit est destiné à diviser un courant de fluide hydraulique en deux ou plusieurs courants partiels et à maintenir un rapport de débit déterminé entre les courants séparés.

On voit sur la figure 127 deux schémas de diviseurs de débit, qui diffèrent par le nombre d'organes de restriction réalisant la division et la proportionnalité des débits.

Le schéma de la figure 127, *a* représente un diviseur de débit à soupape. Il se compose d'une soupape mobile (bloc de tuyères) *2*

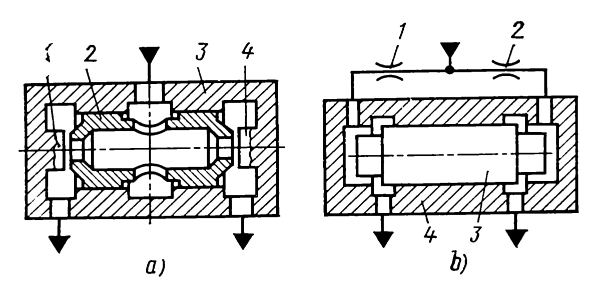


Fig. 127. Schémas des diviseurs de débit

libre en translation axiale dans le boîtier *3* entre deux butoirs (plots) *1* et *4*. La position de la soupape *2* est déterminée par la différence de pression à ses extrémités. Lorsque la pression attaquant une face de la soupape devient plus forte (ce qui correspond à une diminution du débit à travers la tuyère située sur cette extrémité), la soupape se déplace et diminue le jeu entre tuyère et plot à l'extrémité opposée, ce qui fera diminuer le débit dans l'autre canalisation. En raison

de la dépendance quadratique entre débit et différence de pression dans les orifices réglables et de la dépendance non linéaire du débit de ces orifices, un diviseur de ce type n'a qu'une précision médiocre. Cela limite son emploi aux cas où les conditions de précision relatives à la proportionnalité des débits séparés ne sont pas trop rigoureuses.

Pour faire la division inégale, il suffit que les diamètres des tuyères soient entre eux comme les débits partiels à assurer.

Si les débits doivent être divisés dans un rapport très précis, on utilise le diviseur dont le schéma est montré sur la figure 127, *b*. Il se compose d'un distributeur à tiroir à deux orifices *3* et de deux orifices de restriction fixes *1* et *2*, réunis généralement dans un seul boîtier *4*. Chaque variation de débit dans une canalisation se traduit

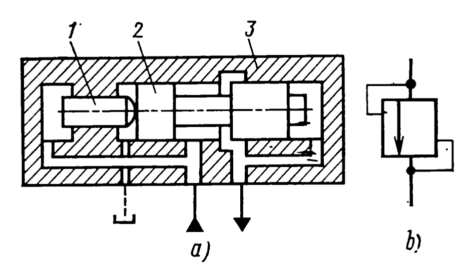


Fig. 128. Régulateur de pression proportionnel

par une variation de pression dans la chambre terminale correspondante du distributeur. Le tiroir de ce dernier se porte alors du côté où la pression est moins forte, égalisant par là même les pressions avec une précision très élevée (à 2 ou 3 % près). L'égalité des débits divisés est expliquée par l'égalité des différences de pression sur les orifices fixes *1* et *2*. L'erreur de proportionnalité a pour cause les forces de frottement sec dans le tiroir *3* et la non-uniformité des caractéristiques des orifices réels.

Pour obtenir la division dans un rapport constant de deux débits inégaux, il suffit que les résistances hydrauliques des orifices de restriction fixes soient entre elles comme les débits partiels à assurer.

S'il est nécessaire de maintenir un rapport constant entre la pression amont et la pression aval, on emploie un *régulateur de pression proportionnel* dont on voit un exemple de réalisation sur le schéma de la figure 128, *a*. C'est un distributeur à tiroir cylindrique à un orifice *2* qui possède des surfaces utiles différentes des deux côtés. Le caractère dissymétrique du tiroir est réalisé par des procédés différents, y compris à l'aide d'un piston baladeur auxiliaire *1* ; ce procédé, montré sur le schéma en question, a l'avantage de la simplicité. Des percements prévus dans le boîtier mettent les chambres terminales du distributeur en communication avec les canalisations amont et aval. Toute variation de pression à l'amont ou à l'aval se traduit immédiatement par un déplacement du tiroir du

distributeur *2* qui rétablit aussitôt le rapport nécessaire des différences de pression. Ce rapport est déterminé par celui des surfaces utiles du tiroir, inversement proportionnel au premier.

La représentation conventionnelle d'un régulateur de pression proportionnel est montrée sur la figure 128, *b*.

Il y a des cas où l'on désire maintenir une différence de presion constante entre l'amont et l'aval; on utilise alors un *régulateur de pression différentiel*.

Le schéma de la figure 129, *a* représente un régulateur de presssion différentiel qui sert à maintenir une différence constante déterminée entre la pression dans la canalisation amont et celle dans la canalisation aval. Le boîtier *1* du régulateur renferme un distributeur

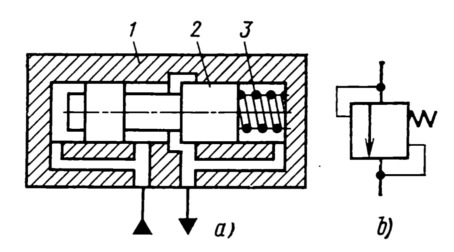


Fig. 129. Régulateur de pression différentiel

étrangleur à tiroir cylindrique à un orifice *2* et un ressort taré *3*. Les chambres terminales du distributeur communiquent avec les canalisations amont et aval. Ce sont l'effort du ressort taré *3* et la surface utile du tiroir qui définissent ensemble la différence entre les chutes de pression dans les chambres terminales du distributeur, donc aussi dans les canalisations. On comprend donc que, pour changer la différence des pressions à l'amont et à l'aval, on doive changer la compression du ressort taré *3*. On le fait généralement par action sur une vis de calage appropriée (non représentée sur la figure).

La représentation symbolique d'un régulateur de pression différentiel est donnée sur la figure 129, *b*.

CHAPITRE VI

ORGANES DE CALCUL HYDRAULIQUES

§ 1. Composants des organes de calcul hydrauliques numériques

Dans la plupart des organes de calcul hydrauliques numériques, on utilise des composants amplificateurs et transformateurs divers, appelés généralement *relais hydrauliques*. Certains composants comportent des distributeurs à tiroir ou à soupape dont le régulateur est solidaire d'un récepteur hydraulique miniature, l'élément mobile de ce dernier pouvant être le tiroir lui-même, ainsi qu'un piston baladeur spécial, une membrane ou un soufflet. Parmi ces composants une place à part est occupée par des composants dits à *jet dynamique*, qui n'ont aucun élément mobile.

Sur la figure 130 est donné le schéma d'un relais hydraulique à distributeur à soupape. Il se compose d'un vérin hydraulique *2* à double tige et de deux tuyères *1*, *4*, le tout étant contenu dans un boîtier commun *3*. Les faces opposées de la tige servent de soupapes. En fonction des pressions arrivant par les canalisations C_3, C_4 et régnant dans les chambres de travail du vérin, le piston peut occuper l'une de ses deux positions extrêmes. Sur la figure 130 la canalisation C_4 est liée au refoulement, et C_3, au réservoir. Le piston *2* se trouve à droite, sous l'action de la pression d'alimentation. La canalisation C_6 est mise en communication avec C_5, tandis que C_1 est isolée de C_2, car la face droite du piston obture la tuyère *4*. Si l'on branche C_3 sur le refoulement et C_4 sur le réservoir, le piston passera à gauche, désunira C_5 de C_6 et réunira C_1 à C_2.

Un avantage d'un relais hydraulique de ce type est la faible course du piston et une simplicité relative. Or, ce composant pose des problèmes de fabrication et d'utilisation, car il n'est pas facile d'assurer une concentricité parfaite des surfaces cylindriques conjuguées. En outre, le piston grippe facilement à cause de sa longueur relativement petite.

Les relais hydrauliques à distributeur à tiroir (fig. 131, *a*, *b*, *c*) sont plus faciles à réaliser.

On voit sur la figure 131, *a* le schéma d'un relais hydraulique à deux voies. Son tiroir *1* logé dans le boîtier *3* est sollicité vers le haut par un ressort *2*: les canalisations C_1 et C_3, qui représentent

de simples percements du boîtier à axes perpendiculaires à celui du tiroir *1*, se trouvent alors mises en communication à travers l'enceinte formée par la gorge du tiroir, les faces de ses portées et la surface cylindrique de la lumière percée dans le boîtier *3*. Lorsqu'une pression arrive par C_2, le tiroir *1* descend, et sa portée supérieure vient obturer C_1 et C_3.

Ce type de relais présente un inconvénient sérieux : en raison de la raideur finie du ressort de rappel *2*, la position du tiroir est fonction de la pression arrivant par C_2.

Pour éviter ce défaut, on remplace le ressort de rappel par un piston baladeur *3* (fig. 131, *b*) dont la section est inférieure à celle du tiroir *2*. Le boîtier *1* du relais présente des percements auxquels

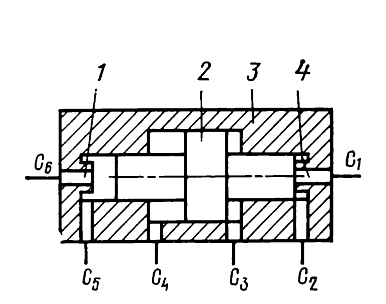


Fig. 130. Schéma d'un relais hydraulique à piston-valve

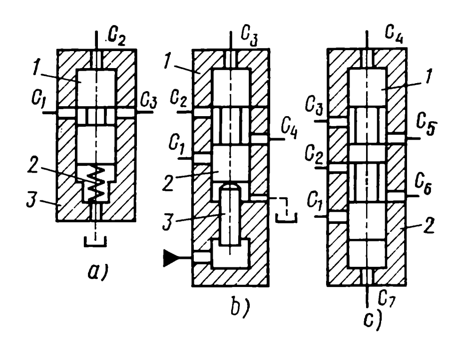


Fig. 131. Schémas des relais hydrauliques à distributeurs à tiroir

viennent se raccorder les canalisations C_1, C_2, C_4. La canalisation C_3 sert à transmettre un signal (pression) de pilotage. Le relais hydraulique considéré est un relais à distributeur à trois voies.

Lorsque la pression dans C_3 est nulle, le tiroir *2* se trouve à sa position haute. La canalisation C_2 est liée à la canalisation C_4, tandis que la canalisation C_1 est obturée. Quand une pression arrive par C_3, le tiroir descend à fond de sa course, obture C_2 et met en communication C_1 et C_4.

Le relais hydraulique qui convient le mieux à la construction de tous les circuits logiques, en raison de sa simplicité constructive et facilité de fabrication, est celui dont on voit le schéma sur la figure 131, *c*. Il se compose d'un tiroir *1* et d'un boîtier *2*. C'est un distributeur à cinq voies. Les canalisations C_4 et C_7 servent à amener la pression pilote aux faces du tiroir.

A sa position haute, le tiroir relie deux à deux les canalisations C_3, C_5 et C_2, C_6. La canalisation C_1 est obturée. En passant à sa position basse, le tiroir établit les liaisons C_2, C_5 et C_1, C_6 tout en obturant C_3.

En plus des avantages déjà signalés, les relais hydrauliques de ce type présentent les qualités suivantes :

— ils possèdent une fiabilité remarquable ;
— ils peuvent commander directement un récepteur hydraulique ;
— leur coût est très réduit ;
— ils sont peu encombrants et consomment peu d'énergie ;
— la fréquence de commutation est très élevée : jusqu'à 6000 s^{-1} pour des tiroirs de 3 mm de diamètre et une pression de 20 MPa.

D'autre part, malgré leur haute fiabilité, les relais hydrauliques montrés sur les figures 130 et 131 présentent un risque de coincement mécanique à cause de la pénétration des impuretés solides dans le jeu radial.

Ce danger est inexistant dans les relais hydrauliques à soupape à membranes (fig. 132). L'élément mobile d'un relais de ce type est constitué par deux disques *2*, *5* rendus solidaires entre eux par un montant *7*. L'enceinte du relais est divisée en trois chambres dans le sens de la hauteur par deux membranes *3*, *4*, confectionnées généralement en tissu caoutchouté. Trois canalisations C_2, C_5, C_1 viennent se brancher respectivement sur les chambres supérieure, médiane et inférieure. L'élément mobile se trouve soit en haut, soit en bas, suivant la différence de pression dans les chambres supérieure et inférieure. A l'état montré sur la figure 132, le disque *5* obture la tuyère *6*, donc la canalisation C_4, tandis que l'espace libre laissé entre le disque *2* et la tuyère *1* met en communication C_1 et C_3. En amenant la pression de pilotage dans C_2 et en reliant C_5 au réservoir, l'élément mobile descend, le disque *2* obture la tuyère *1* et la canalisation C_3, et le jeu formé entre *5* et *6* établit la communication entre C_1 et C_4.

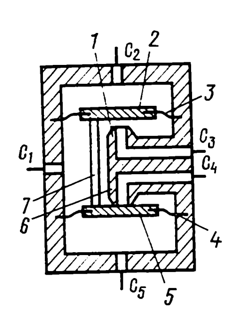


Fig. 132. Schéma d'un relais hydraulique à soupape à membranes

En raison de la résistance mécanique insuffisante des membranes, les relais de ce type fonctionnent généralement à basse pression (inférieure à 0,3 MPa) ; leur fréquence de commutation est donc assez faible (ne dépasse guère 20 s^{-1}).

Tout composant hydraulique comportant un élément mobile est sujet à l'usure. Au contraire, les composants utilisant le principe du jet dynamique ne présentent jamais d'usure.

Les relais hydrauliques à jet dynamique employés dans les organes de calcul hydrauliques numériques peuvent être classés en deux catégories principales, en fonction de leur principe de fonctionnement.

Le relais hydraulique montré sur la figure 133 est basé sur l'*effet de paroi*. Si la pression dans la chambre *4* (pression de pilotage) est nulle, le jet fluide s'échappant de *5* adhère à la paroi inclinée la plus voisine (en l'occurrence, à la paroi inférieure) et va s'engouffrer dans *2*. La chambre *3* est liée au réservoir.

Lorsqu'une pression de pilotage arrive par *4*, le jet fluide issu de *5* se décolle de la paroi inclinée et se dirige vers *1*. La pression dans *2* devient égale à celle dans *3*. Quand on supprime la pression de pilotage (dans *4*), le jet fluide adhère de nouveau à la paroi inclinée, la chambre *2* se trouve mise sous pression, et la pression dans *1* redevient égale à celle dans *3*.

Chaque composant de ce type peut piloter de trois à six composants analogues avec une fréquence de commutation qui peut atteindre 3000 et même 6000 s^{-1}.

Les relais de l'autre catégorie ont un schéma analogue à celui de la figure 134. Un tel composant est souvent appelé *amplificateur à turbulence*. Sa géométrie est telle que l'écoulement au droit de l'orifice d'admission (point de raccordement de la canalisation C_1) soit

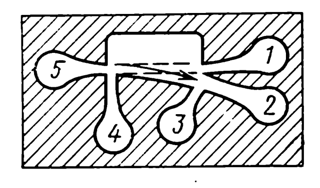


Fig. 133. Schéma d'un relais hydraulique à jet dynamique

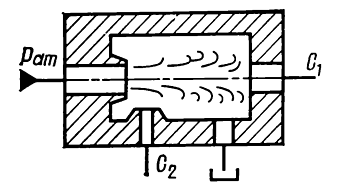


Fig. 134. Schéma d'un relais hydraulique à jet turbulent

laminaire mais sur le point de devenir turbulent. Lorsqu'on envoie la pression de pilotage dans C_2, l'écoulement devient turbulent, et la pression dans C_1 tombe. Lorsqu'on supprime la perturbation engendrée par la pression de pilotage dans C_2, l'écoulement redevient laminaire, et la pression à l'admission croît.

Un amplificateur à turbulence peut être piloté par plusieurs canalisations à la fois : il fonctionnera chaque fois que la pression de pilotage arrive par n'importe laquelle des canalisations.

Chaque amplificateur à turbulence peut piloter une dizaine d'amplificateurs de même type. Cependant, sa fréquence de commutation est moins élevée, de 300 à 600 s^{-1}. En outre, les amplificateurs à turbulence sont sensibles à la variation de la viscosité du fluide hydraulique, donc aussi à la variation de sa température.

§ 2. Circuits logiques à composants discrets

Les relais hydrauliques, en association avec des soupapes différentes, permettent d'effectuer toutes les opérations logiques et de construire des organes de calcul et des installations à mémoire.

Nous donnons, à titre d'exemple seulement, quelques schémas de circuits logiques.

Sur la figure 135, *a-d* sont montrés quelques exemples de réalisation de l'opération logique OU ; ce circuit délivre un signal de

sortie chaque fois que son entrée est attaquée par l'un des deux signaux de commande prévus. En regardant la figure on voit que cette opération peut être réalisée avec les composants les plus variés. On peut employer en effet :

— un distributeur élémentaire à quatre voies (fig. 135, *a*) ;

— un distributeur plus compliqué à cinq voies, dans lequel une des canalisations de pilotage est constamment mise sous une pression de gavage (fig. 135, *b*) ;

— deux clapets de non-retour montés en opposition (fig. 135, *d*) ;

— une soupape à jet dynamique (fig. 135, *c*).

Dans le cas (*c*) de la figure 135 la fonction recherchée est réalisée à l'aide de deux canaux de pilotage qui convergent sous un certain angle, d'un canal d'admission et d'une chambre de retour au réservoir. L'apparition d'un signal dans n'importe lequel des deux canaux de pilotage fera naître un signal dans le canal d'admission.

La figure 136 donne trois exemples de réalisation de l'opération logique ET. Les composants de ce type ne délivrent un signal de

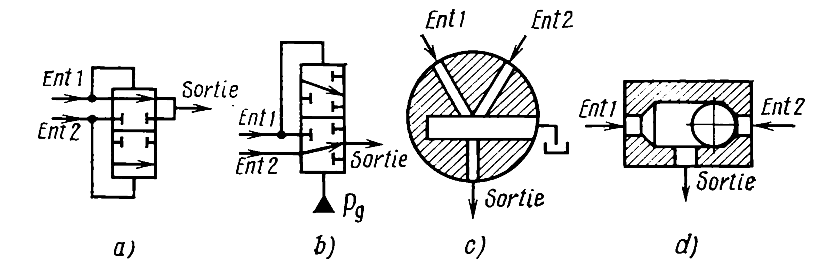


Fig. 135. Schémas des circuits logiques OU

sortie que si les deux signaux de pilotage sont présents. L'absence de l'un quelconque des deux signaux de pilotage annule automatiquement le signal de sortie. Cette fonction peut être réalisée par exemple à l'aide d'un distributeur à quatre voies avec pression de gavage constante dans l'une des canalisations de pilotage et ouverture incomplète des orifices de distribution (fig. 136, *a*), d'une soupape élémentaire (fig. 136, *c*), ainsi que d'un distributeur à jet dynamique (fig. 136, *b*).

Le circuit logique ET à jet dynamique comporte cinq canaux coplanaires convenablement orientés. L'angle entre les canaux de pilotage est choisi de telle sorte que le jet fluide issu d'un seul canal n'atteigne pas l'orifice du canal d'admission mais s'engouffre directement dans un canal de retour correspondant. Par contre, lorsque les signaux de pilotage sont appliqués sur les deux entrées à la fois, les jets fluides se rencontrent à la sortie des canaux de pilotage sous un angle calculé et forment un jet dévié commun qui s'engouffre dans le canal d'admission ; un signal apparaît à la sortie.

Avec des relais hydrauliques, on peut construire un *oscillateur*. Sur le schéma de la figure 137 on voit un oscillateur constitué par

deux relais hydrauliques avec distributeurs à cinq voies et des canalisations appropriées. L'état représenté sur la figure se rapporte au moment où le distributeur *1* commence à se déplacer vers le bas. Arrivé au bas de sa course, il relie la canalisation supérieure de pilotage du distributeur *2* au réservoir, et la canalisation inférieure, au

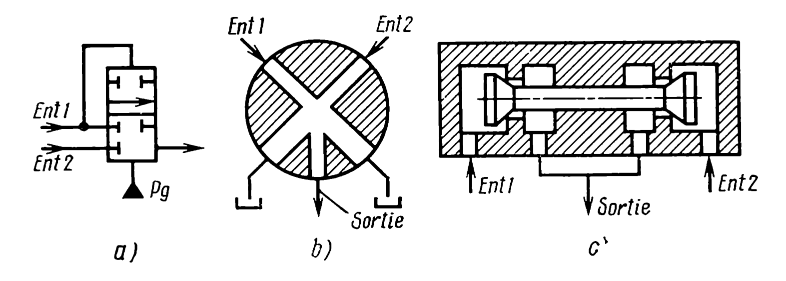


Fig. 136. **Schémas des circuits logiques ET**

refoulement. A ce moment le distributeur *2* commence à remonter. Arrivé à son point mort haut, il relie la canalisation inférieure de pilotage du distributeur *1* au refoulement, et la canalisation supérieure,

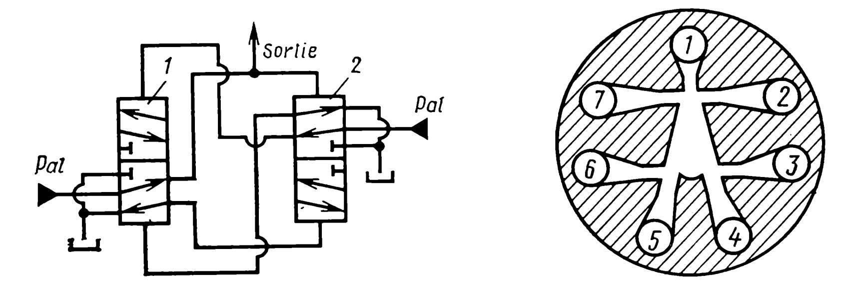


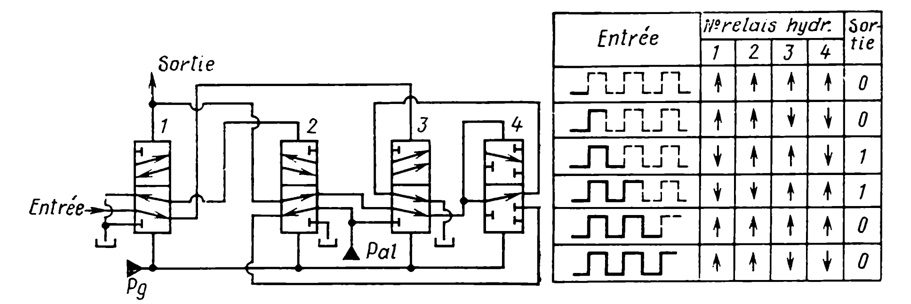
Fig. 137. Schéma d'un oscillateur à distributeurs à cinq voies

Fig. 138. Schéma d'une bascule hydraulique à deux entrées

au réservoir. Le distributeur *1* commence à remonter, et ainsi de suite. Le signal de sortie de l'oscillateur peut être prélevé sur n'importe laquelle des canalisations de pilotage (la figure 137 en est un exemple).

Pour modifier la fréquence d'un tel oscillateur, on agit soit sur la pression d'alimentation, soit sur la résistance hydraulique d'une canalisation de pilotage (par exemple en intercalant un orifice de restriction variable). Si la résistance de la canalisation ou de l'orifice intercalé est fonction de la température (viscosité) du fluide hydraulique, la fréquence de l'oscillateur dépendra, elle aussi, de la température du fluide.

Sur la figure 138 est donné le schéma d'une *bascule hydraulique* à deux entrées, basée sur l'effet de paroi, c'est-à-dire sur l'adhérence du jet de puissance à la paroi inclinée voisine. Le jet fluide issu du canal d'alimentation *1* adhère à l'une des parois de la chambre centrale (en fonction des opérations effectuées précédemment) et va alimenter un canal d'admission correspondant *4* ou *5* qui fournit le signal de sortie. Le fluide en excédent retourne au réservoir à travers les canaux appropriés et les orifices *3*, *6*. Lorsqu'on envoie un signal (pression) dans le canal de pilotage *2* ou *7* de façon qu'il tende à décoller le jet de la paroi de la chambre centrale, le jet « bascule »



Entrée	Nº relais hydr. 1	2	3	4	Sortie
	↑	↑	↑	↑	0
	↑	↑	↓	↓	0
	↓	↑	↑	↓	1
	↓	↓	↑	↑	1
	↑	↑	↑	↑	0
	↑	↑	↓	↓	0

Fig. 139. Schéma d'une bascule hydraulique à simple entrée à distributeurs à cinq voies

Fig. 140. Tableau montrant l'état des distributeurs et le signal de sortie en fonction du signal d'entrée

(se décolle de la paroi et adhère à la paroi opposée) et reste ainsi même quand le signal de pilotage a disparu. Le signal de sortie apparaît alors dans le second canal d'admission.

La simplicité et la haute fiabilité d'une telle bascule sont bien évidentes. A titre de comparaison, notons qu'une bascule à deux entrées constituée par des relais hydromécaniques à distributeurs sélecteurs comporte généralement de deux à quatre relais hydrauliques et soupapes, en fonction du type ou du schéma des relais.

Le montage de la figure 139 donne un exemple de réalisation de bascule hydraulique à simple entrée à distributeurs à cinq voies. Chaque distributeur de la bascule réalise sa propre fonction :

— le distributeur *4* fait office de cellule de mémoire ;

— le distributeur *3* enregistre le signal d'entrée dans la cellule de mémoire ;

— le distributeur *2* efface le signal enregistré dans la cellule de mémoire ;

— le distributeur *1* commute le signal d'entrée soit pour l'enregistrement dans la cellule de mémoire, soit pour l'effacement du signal d'entrée précédent.

Le tableau de la figure 140 décrit l'état des distributeurs pendant la circulation des signaux d'entrée (impulsions). La flèche dans cha-

que case indique l'état du distributeur au moment de passage du signal d'entrée. Le signal de sortie est transcrit en code binaire: $p_{ret} \equiv 0$, $p_{al} \equiv 1$.

Sur la figure 141 est donné le schéma d'un *registre de décalage hydraulique* utilisant des distributeurs à cinq voies soumis à une pression de gavage constante $p_g = 0{,}5\ p_{al}$ pour $p_{ret} = 0$. Le registre de décalage se compose d'une série de cellules dont chacune comprend

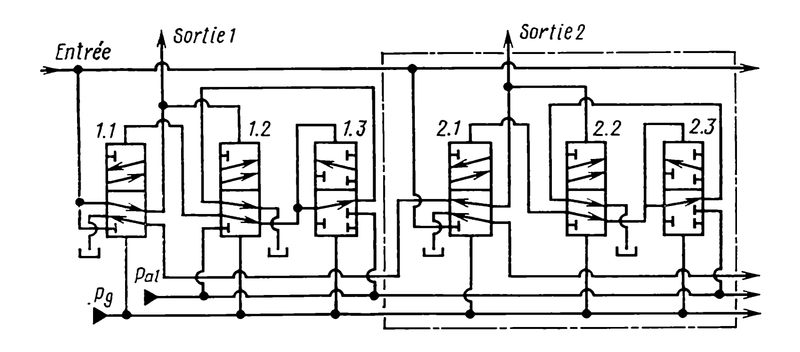


Fig. 141. Schéma d'un registre de décalage hydraulique à distributeurs à cinq voies

trois distributeurs identiques. La première cellule du registre ne diffère des autres que par la commutation des canalisations sur le premier tiroir. Les autres cellules sont absolument identiques entre elles; leur schéma est conforme à la partie du circuit encadrée en trait mixte sur la figure 141.

La première impulsion attaque seulement le distributeur *1.1* et fait descendre le distributeur *1.2*; celui-ci fait descendre les distributeurs *1.3* et *1.1*. L'impulsion étant supprimée, seul le distributeur *1.2* remonte. Les distributeurs *1.1* et *1.3* restent en position basse grâce à la capacité de mémorisation propre au distributeur *1.3*.

L'impulsion suivante accède à la deuxième cellule à travers le distributeur *1.1*, et le processus de commutation des distributeurs se renouvelle.

La troisième impulsion accède à la troisième cellule à travers le distributeur *2.1*.

Chaque fois qu'un signal d'entrée est appliqué, un signal de sortie apparaît à la sortie de chaque cellule. L'impulsion d'entrée est mémorisée dans la cellule qui correspond au numéro d'ordre de cette impulsion.

Pour remettre le registre à zéro, il suffit de supprimer la pression d'alimentation p_{al}.

§ 3. Analogie électrohydraulique

Les organes de calcul analogiques hydrauliques utilisent le même principe que les organes de calcul analogiques électriques. Ce principe peut être illustré à l'aide de l'*analogie électrohydraulique*, qui permet d'étudier les processus qui se produisent dans les installations hydrauliques en utilisant les méthodes bien connues de détermination et d'étude des circuits électriques.

On voit sur la figure 142, *a*, *b* deux circuits élémentaires, dont l'un est électrique et l'autre hydraulique.

L'équation du circuit électrique est bien connue:

$$\Delta u = Ri + L\frac{di}{dt} + \frac{1}{C}\int i\,dt \tag{6.1}$$

(R = résistance, L = inductance, C = capacité).

Passons au circuit hydraulique. La perte de charge en aval du circuit Δp_{tot} est la somme de la perte de charge sur l'accumulateur hydraulique Δp_{ac} et de la perte de charge sur le tube capillaire Δp_{cap}:

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_{\text{cap}} + \Delta p_{\text{ac}}.$$

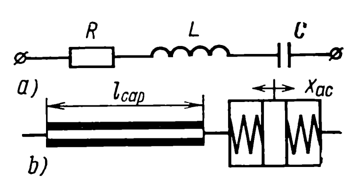


Fig. 142. Schéma de deux circuits analogues:
a — électrique; *b* — hydraulique

Supposons que la portion initiale du tube capillaire soit négligeable en raison de sa faible longueur et que la vitesse de fluide hydraulique suivant la section du tube capillaire soit uniforme et égale à sa valeur moyenne. La perte de charge sur le tube capillaire s'écrira alors comme suit:

$$\Delta p_{\text{cap}} = k_{pQ}Q + \frac{\rho l_{\text{cap}}}{f_{\text{cap}}}\frac{dQ}{dt}. \tag{6.2}$$

La perte de charge sur l'accumulateur est directement proportionnelle au déplacement du piston par rapport à sa position neutre x_{ac} et inversement proportionelle à sa surface f_{ac}:

$$\Delta p_{\text{ac}} = \frac{c_{\text{ac}}}{f_{\text{ac}}}x_{\text{ac}}. \tag{6.3}$$

Or, le déplacement du piston de l'accumulateur est fonction du débit:

$$x_{\text{ac}} = \frac{1}{f_{\text{ac}}}\int Q\,dt. \tag{6.4}$$

Ainsi donc, compte tenu de (6.2), (6.3) et (6.4), la perte de charge totale en aval du circuit hydraulique considéré aura pour équation

$$\Delta p_{\text{tot}} = k_{pQ}Q + \frac{\rho l_{\text{cap}}}{f_{\text{cap}}}\frac{dQ}{dt} + \frac{c_{\text{ac}}}{f_{\text{ac}}}\int Q\,dt. \tag{6.5}$$

En confrontant (6.5) avec l'équation du circuit électrique (6.1), on voit qu'il s'agit de deux équations parfaitement identiques, ce qui permet de mettre (6.5) sous une forme équivalente:

$$\Delta p_{\text{tot}} = R_{\text{h}} Q + L_{\text{h}} \frac{dQ}{dt} + \frac{1}{C_{\text{h}}} \int Q\, dt, \qquad (6.6)$$

où

$$R_{\text{h}} = k_{pQ}\ [\text{Ns/m}^5];\quad L_{\text{h}} = \frac{\rho l_{\text{cap}}}{f_{\text{cap}}}\ [\text{kg/m}^4];\quad C_{\text{h}} = \frac{f_{\text{ac}}^2}{c_{\text{ac}}}\ [\text{m}^5/\text{N}].$$

§ 4. Composants des amplificateurs de calcul hydrauliques

Les *amplificateurs de calcul* hydrauliques, de même que les amplificateurs de calcul électriques, sont destinés à exécuter des opérations mathématiques: l'addition, l'intégration, la dérivation, la multiplication par un coefficient constant. Il y a aussi des amplificateurs spéciaux qui permettent d'élever le nombre à une puissance donnée, de chercher des fonctions trigonométriques, de faire la multiplication, et ainsi de suite.

L'amplificateur de calcul hydraulique représenté sur la figure 143 comprend les éléments suivants:

— l'amplificateur proprement dit *1*, ou *amplificateur opérationnel* hydraulique;

— une résistance d'asservissement *2*;

— un certain nombre de résistances d'entrée *3*.

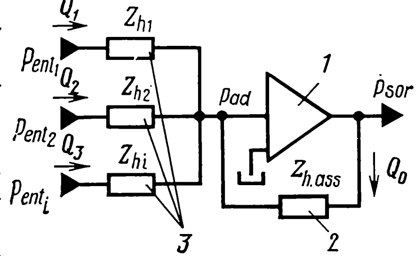


Fig. 143. Schéma d'un amplificateur de calcul hydraulique

Par résistance, on entend généralement une résistance hydraulique dite active, c'est-à-dire un orifice de restriction linéaire laminaire (si la bande passante de l'amplificateur ne couvre pas des fréquences trop élevées), ainsi qu'un orifice linéaire turbulent ou une réactance, le plus souvent une capacité (un accumulateur hydraulique miniature à ressort).

Un autre composant hydraulique qui offre une réactance (inductance) en plus de la résistance active est le tube capillaire. Or, si l'on veut avoir un L_{h} élevé, on est obligé soit d'augmenter la longueur du tube capillaire, soit de diminuer son diamètre, ce qui présente un triple risque:

— manifestation des effets d'onde;

— accroissement exagéré de la composante active;

— obstruction du tube capillaire par des impuretés solides ou goudronneuses.

Les principaux types de résistances hydrauliques actives ont été étudiés dans le § 1 du chapitre II. Pour améliorer la précision de fonctionnement de l'amplificateur de calcul, on préfère employer des

résistances actives présentant une relation linéaire entre le débit et la différence de pression dans toute la gamme des fréquences. Or, en raison de l'inertie du liquide, cette condition est observée seulement pour les basses fréquences dans les orifices linéaires laminaires les plus répandus. En effet, écrivons la relation entre le débit et la différence de pression sur le tube capillaire, conformément à l'équation (6.6), sous forme symbolique (en posant $S \equiv \frac{d}{dt}$) :

$$\Delta p_{\text{cap}} = R_{\text{h}}Q + L_{\text{h}}QS.$$

La résistance totale du tube capillaire sera donc

$$Z_{\text{cap}} = \frac{\Delta p_{\text{cap}}}{Q} = R_{\text{h}}(T_{\text{cap}}S + 1),$$

où $T_{\text{cap}} = \frac{L_{\text{h}}}{R_{\text{h}}}$ est la constante de temps du tube capillaire.

Un tube capillaire de 1,0 mm de diamètre traversé par le fluide hydraulique AУ dans les conditions normales présente une constan-

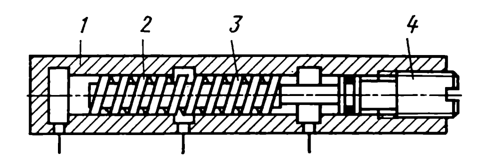


Fig. 144. Diviseur de pression à étranglement

te de temps $T_{\text{cap}} \approx 0{,}01$ s. On admet donc que sa résistance reste active jusqu'aux fréquences de l'ordre de 20 s^{-1}.

En plus des orifices fixes et variables élémentaires déjà connus, les amplificateurs de calcul comportent souvent des diviseurs de

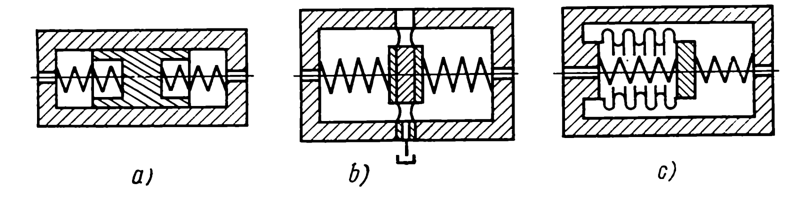


Fig. 145. Schémas des résistances hydrauliques capacitives

pression à étranglement. On en montre un exemple de réalisation sur la figure 144. Le fluide entré dans la saignée annulaire médiane du boîtier *1* parcourt deux gorges hélicoïdales pratiquées sur chacune des deux moitiés *2*, *3* de la tige intérieure du diviseur. Le rapport des longueurs des gorges est réglable par action sur une vis de calage *4*.

Les résistances hydrauliques capacitives, ou *capacitances*, sont réalisées sous forme d'accumulateurs hydrauliques à piston, à membrane et à soufflet (fig. 145, *a*, *b*, *c*).

Les accumulateurs à membrane (fig. 145, *b*) sont réservés aux pressions peu élevées. Si la membrane est confectionnée en tissu caoutchouté, la pression maximale ne doit pas dépasser 0,5 MPa. Avec une membrane métallique, elle peut atteindre 1 ou 2 MPa.

Les accumulateurs à soufflet (fig. 145, *c*) sont utilisés à des pressions plus grandes, de l'ordre de 5 à 10 MPa.

Le domaine d'application privilégié des accumulateurs à piston (fig. 145, *a*) sont les pressions élevées (20 MPa et plus). En effet, quand la pression est basse, le frottement sec dans le piston déforme

a) b) c)

Fig. 146. Représentations symboliques des résistances hydrauliques dans les schémas des amplificateurs de calcul

très sensiblement le signal de commande, ce qui limite l'utilisation des accumulateurs à piston dans les amplificateurs de calcul dans ces conditions.

On voit sur la figure 146, *a*, *b*, *c* les représentations symboliques d'une capacitance hydraulique, d'une résistance active linéaire et d'un diviseur de pression à étranglement qui possède, lui aussi, une résistance active linéaire.

Compte tenu des formules (6.3) et (6.4), la relation entre le débit et la différence de pression sur une capacitance hydraulique s'écrira comme suit :

$$\Delta p_{\mathrm{ac}} = \frac{c_{\mathrm{ac}}}{f_{\mathrm{ac}}^2} \int Q\, dt,$$

ou

$$\Delta p_{\mathrm{ac}} = \frac{1}{C_{\mathrm{h}}} \int Q\, dt.$$

En dérivant cette dernière expression par rapport à t et en faisant la substitution $\frac{d}{dt} \equiv S$, on écrira la réactance de l'accumulateur hydraulique comme le rapport de la différence de pression au débit :

$$Z_C = X_C = \frac{\Delta p_{\mathrm{ac}}}{Q} = \frac{1}{C_{\mathrm{h}} S}. \qquad (6.7)$$

Passons aux amplificateurs opérationnels. Suivant le principe de fonctionnement, on distingue des amplificateurs opérationnels hydrauliques à membrane, à tiroir, à jet dynamique. Il existe également des amplificateurs mixtes.

A titre d'exemple, considérons le schéma d'un amplificateur opérationnel à deux étages à membranes (fig. 147). Il se compose de deux blocs : un bloc *14* de préamplification et d'addition des signaux, et un bloc *5* d'amplification de puissance.

L'enceinte du boîtier *10* du bloc *14* est divisée en trois chambres par deux disques *11*, *17* qui sont rendus solidaires entre eux par un montant *13* et fixés dans le boîtier à l'aide de deux membranes élastiques *12*, *16* respectivement. La chambre supérieure communique avec la canalisation d'asservissement et les canalisations d'entrée. La chambre inférieure est soumise à une pression de référence constante, recueillie par exemple à l'aval d'un détendeur *9*. La chambre médiane communique avec la canalisation de retour au réservoir. Le bloc *14* comprend en outre un distributeur étrangleur à un orifice constitué par un orifice fixe *8*, une tuyère *15* et une palette formée par la surface inférieure du disque *17*.

Le boîtier *7* du bloc *5* renferme un disque *1* qui est lié au boîtier par une membrane élastique *2*. Le disque *1* est rendu solidaire, par une tige *4*, d'une bille *6* qui constitue le régulateur d'un distributeur

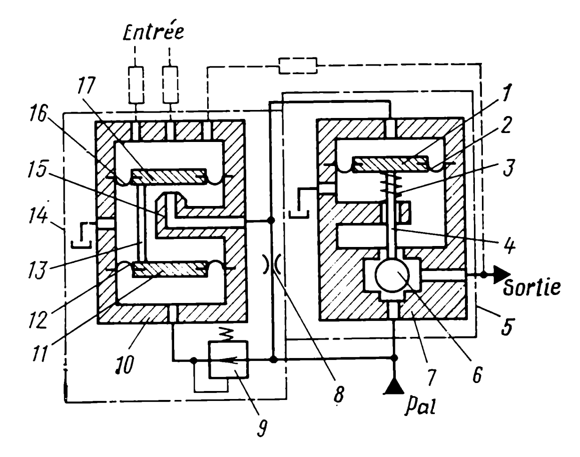


Fig. 147. Schéma d'un amplificateur opérationnel hydraulique à membranes à deux étages

étrangleur à deux orifices à clapet. L'équipage mobile du bloc *5* est repoussé vers le haut par un ressort *3*. La chambre supérieure du bloc *5* est mise en communication avec la sortie du bloc *14*.

Le plus souvent, les pressions en amont et en aval de l'amplificateur opérationnel varient par rapport à une valeur initiale déterminée. Dans la plupart des cas, la pression initiale est égale à la moitié de la pression d'alimentation. Pour cette raison, dans le schéma de la figure 147, la pression de référence fournie par le détendeur est égale justement à la moitié de la pression d'alimentation.

Quand la pression dans la chambre supérieure du bloc *14* devient plus forte, le disque *17* descend d'une quantité proportionnelle à l'accroissement de pression, en raison de la raideur finie des membranes élastiques *16*, *12*. Il s'ensuit une augmentation de pression dans la canalisation qui relie la chambre d'étranglement du distributeur de bloc *14* à la chambre supérieure du bloc *5*. Le disque *1*, en surmon-

tant la résistance du ressort *3*, se porte vers le bas. La bille *6* descend, elle aussi, ce qui a pour effet une diminution de pression dans la canalisation de sortie : la section de passage de l'orifice inférieur (entre bille et siège) devient plus petite, tandis que celle de l'orifice supérieur augmente. Au contraire, toute diminution de pression dans la chambre supérieure du bloc *14* fait naître une pression plus forte en aval de l'amplificateur opérationnel. L'amplificateur décrit réalise l'amplification de puissance du signal (pression) d'entrée et son inversion.

Les amplificateurs de ce type sont utilisés dans le système СЭГРА (système de composants hydrauliques de régulation automatique) fonctionnant à l'huile minérale sous une pression non supérieure à 0,3 MPa. Ce sont les éléments élastiques confectionnés en tissu caoutchouté, qui limitent les pressions d'utilisation.

Les inconvénients propres aux appareils du type décrit sont :

— un débit improductif important à travers le distributeur du premier étage ;

— un temps de réponse trop élevé de l'amplificateur, où le signal de commande traverse deux étages d'amplification en série.

Ces inconvénients sont inexistants dans l'amplificateur opérationnel dont le schéma est montré sur la figure 148. C'est un amplificateur à un seul étage. Ses deux chambres de travail sont formées par

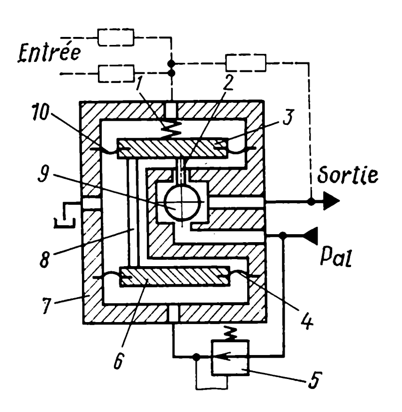


Fig. 148. Schéma d'un amplificateur opérationnel hydraulique à membranes à un étage

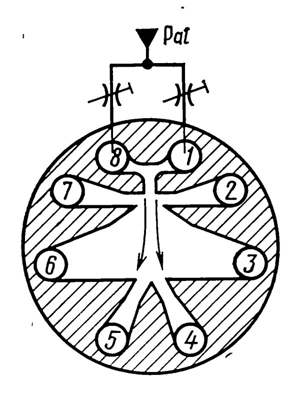


Fig. 149. Profil intérieur d'un amplificateur analogique à déviation transversale du jet et schéma de réglage du zéro

le boîtier *7*, deux membranes élastiques *4*, *10* et deux disques *3*, *6* rendus solidaires entre eux par un montant *8*. La raideur d'un ressort *1* et des deux membranes *4*, *10* assure la proportionnalité entre le déplacement de la bille régulatrice *9* (liée au disque *3* par une tige *2*) et l'accroissement de la pression dans la chambre supérieure. La pression de référence est fournie par exemple par un détendeur *5*.

Les amplificateurs opérationnels considérés s'accomodent de fluides hydrauliques relativement mal filtrés. La taille maximale des particules solides, qui varie entre 100 et 300 μm, est déterminée essentiellement par la valeur moyenne du jeu minimal du distributeur. D'autre part, ils ont une durée de service assez courte, ce qui est dû à la longévité insuffisante des membranes. En outre, le matériau constitutif des membranes impose des restrictions sensibles sur la gamme des températures d'utilisation du fluide hydraulique.

Sous ce rapport, l'utilisation des amplificateurs opérationnels à jet dynamique présente de nombreux avantages.

Un des composants à jet dynamique est l'amplificateur à *déviation transversale du jet.* Il utilise le principe d'interaction des jets fluides libres immergés. La configuration de ce composant est montrée sur la figure 149. Il a la forme d'une enceinte plane de profil complexe, limitée des deux côtés par des plaques planes. Les canalisations sont raccordées aux trous forés sur l'une des plaques.

La pression d'alimentation arrivant par deux orifices *1*, *8* pénètre dans un injecteur de faible longueur qui émet le jet de puissance. Les canaux recevant ce jet sont raccordés aux orifices *4* et *5* respectivement. Les orifices *3* et *6* sont liés aux canalisations de retour au réservoir. La déviation du jet de puissance est contrôlée par deux jets de pilotage issus des orifices *2* et *7* auxquels viennent se raccorder les canalisations de pilotage.

Le gain réalisé par un amplificateur de ce type, c'est-à-dire le rapport des quantités de mouvement à l'entrée et à la sortie, est d'environ 3 ou 3,5, ce qui est assez peu.

Le gain maximal est assuré quand les orifices d'admission ont une largeur de 30 à 40 % plus grande que la tuyère d'alimentation et quand la distance séparant la tuyère des orifices d'admission est égale à quatre ou cinq fois la largeur de la tuyère.

Le réglage du zéro est permis par deux orifices de restriction réglables montés en parallèle en amont de l'amplificateur. En réglant ces orifices, on fait varier le champ des vitesses au droit de l'entrée de l'injecteur. En plus du réglage du zéro, on arrive ainsi à compenser la dérive du zéro due aux imperfections d'usinage.

Afin d'accroître le gain, on monte quelquefois plusieurs amplificateurs de ce type en série, de façon à obtenir plusieurs étages d'amplification. Or, cette disposition conduit à une augmentation absolue et relative du bruit (par rapport au signal utile), à tel point qu'il se produit la saturation des étages terminaux. Le niveau du bruit est d'autant plus fort que la pression d'alimentation est plus grande, car le niveau du bruit est proportionnel à la vitesse d'écoulement du fluide. Pour cette raison, afin de diminuer le niveau du bruit, on réduit la pression d'alimentation des premiers étages en l'adaptant à la pression de pilotage maximale des étages suivants. A cet effet, on peut par exemple insérer un orifice non réglable en amont de l'élément correspondant, ce que l'on peut voir sur le schéma de la figure 150 (amplification à trois étages).

Un gain plus élevé et un niveau de bruit beaucoup plus faible sont assurés par les amplificateurs *à jets en opposition.* On en voit un exemple sur le schéma de la figure 151. Deux tuyères coaxiales *2*, *6* sont montées en opposition et séparées par une cloison *4* percée d'un orifice central. Deux chambres *3*, *5* sont formées ainsi entre les tuyères. La pression d'alimentation accède aux tuyères à travers les parois perforées *1*, *7* dont la fonction consiste à garantir une répartition uniforme des vitesses du fluide à l'entrée du convergent de la tuyère.

Dans la variante représentée sur la figure 151, la chambre *3* est raccordée à la canalisation de retour, la tuyère *6* est soumise à une pression de gavage constante, et la tuyère *2*, à la pression de pilotage.

Les jets fluides opposés font naître un disque fluide dans l'espace séparant les tuyères *2* et *6*. Au centre du disque la vitesse du fluide est nulle. En s'éloignant du centre du disque perpendiculairement à

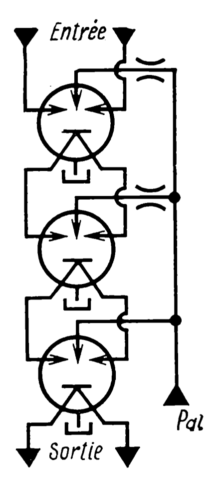


Fig. 150. Schéma d'un amplificateur à jets à trois étages

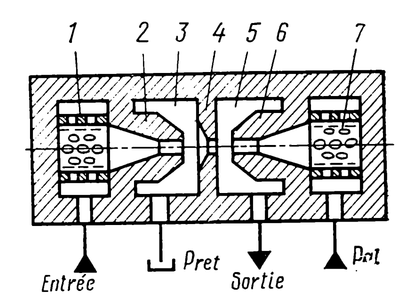


Fig. 151. Schéma d'un amplificateur à jets en opposition

l'axe des tuyères, le fluide est dirigé en sens radial. C'est précisément cet écoulement radial qui bloque le jet issu de *6* au droit de l'orifice central de la paroi *4*. La position du disque radial sur l'axe des tuyères dépend du rapport des jets émis par les tuyères *2* et *6*. Les jets sont assortis en sorte que, le signal de pilotage étant absent (ce qui correspond à la moitié de la pression d'alimentation de la tuyère *2*), le disque radial soit situé dans la chambre *3* et masque l'orifice central de la paroi *4*, créant par là même dans la chambre *5* une pression égale à la moitié de la pression d'alimentation. Lorsque la pression en amont de *2* croît, le disque radial se déplace le long de l'axe des tuyères vers l'orifice central de la paroi *4* en augmentant

la résistance au passage du jet sortant de la tuyère *6* ; la pression dans *5* augmente. Lorsque la pression en amont de *2* diminue, la pression régnant dans *5* diminue aussi. Le gain d'un tel amplificateur varie entre 800 et 1000.

En choisissant judicieusement la géométrie des éléments de cet amplificateur, on obtient le gain le plus élevé et le bruit le plus bas. L'orifice central de la paroi doit avoir une arête assez vive ; on pratique donc un chanfrein sous un angle d'environ 2,62 rad. Le diamètre de cet orifice doit être de 20 % supérieur à celui des tuyères. La

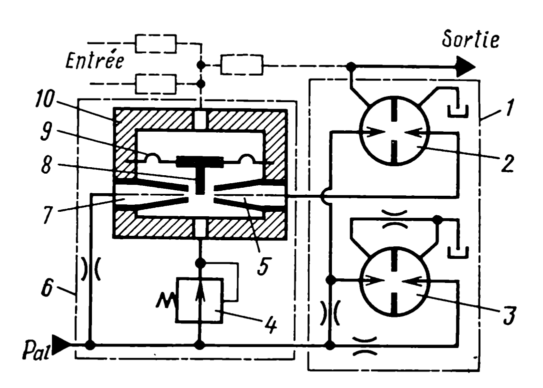


Fig. 152. Schéma d'un amplificateur opérationnel hydraulique à membranes et jets à deux étages

distance entre la tranche de la tuyère de pilotage *2* et l'orifice de la paroi *4* doit être égale à 0,6 fois le diamètre de la tuyère, et la distance entre la tranche de la tuyère d'alimentation *6* et l'orifice de la paroi, à 1,1 fois le diamètre de la tuyère.

Le schéma de la figure 152 montre un amplificateur opérationnel combiné à membrane et à jets en opposition. L'amplification de puissance y est réalisée à l'aide du composant à jets en opposition que l'on vient d'étudier.

L'amplificateur opérationnel en question se compose de deux blocs. Le bloc *6* effectue la sommation des signaux d'entrée, leur préamplification et leur inversion. Le bloc *1* réalise l'amplification de puissance.

Le boîtier *10* renferme deux tuyères coaxiales en opposition : la tuyère d'alimentation *7* et la tuyère d'admission *5*. Le jet de puissance dirigé vers la tuyère *5* est masqué par une palette *8*. Celle-ci, fixée sur un plot rigide au centre de la membrane *9*, peut se déplacer perpendiculairement à l'axe des tuyères *5* et *7*.

La chambre contenant les tuyères est soumise à une pression de référence qui provient du détendeur *4*. La chambre de travail supérieure reçoit la pression de pilotage. A la suite de la différence des pressions de référence et de pilotage, la palette *8* se déplace et fait varier la pression dans la tuyère *5*. La proportionnalité nécessaire

entre la pression de sortie et la pression de pilotage est assurée grâce à la raideur finie de la membrane *9*; cette dernière peut d'ailleurs être en métal, car, dans le cas considéré, le débattement de la palette est très faible, de 10 à 20 μm. Cela permet d'élever la pression jusqu'à 1,0 ou 1,5 MPa, ainsi que d'améliorer considérablement la rapidité de réponse de l'amplificateur.

Le bloc d'amplification de puissance *1* contient deux éléments à jets. L'élément *2* réalise l'amplification de puissance, tandis que l'élément *3* sert à stabiliser la pression d'alimentation en amont de l'élément *2*.

Les amplificateurs opérationnels à membrane, à jets et à membrane et jets fonctionnent à des pressions relativement basses, ce qui augmente considérablement leur temps de réponse, et présentent une consommation excessive à cause des fuites permanentes. En revanche, ils s'accomodent d'un fluide hydraulique sommairement filtré.

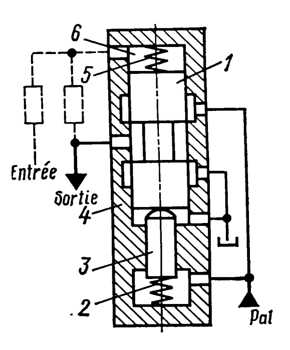


Fig. 153. Schéma d'un amplificateur opérationnel hydraulique à tiroir à un étage

Les amplificateurs opérationnels à tiroir n'ont pas ces défauts. Considérons, à titre d'exemple, le schéma montré sur la figure 153. Le boîtier *4* de l'amplificateur renferme un tiroir de distribution *1* à deux orifices et un piston libre *3*. La proportionnalité entre la position du tiroir *1* et l'accroissement de la pression dans la chambre de pilotage *6* est garantie grâce à la raideur des ressorts *2* et *5*.

Les propriétés du distributeur étrangleur à tiroir, ajoutées à la possibilité de choisir la raideur des ressorts *2* et *5*, permettent de réaliser un gain très élevé.

Les amplificateurs opérationnels à tiroir peuvent être montés dans un système à grande rapidité de réponse fonctionnant à une pression d'alimentation très élevée. Or, des dispositions spéciales doivent être prises alors, afin de réduire le frottement sec dans les éléments mobiles et de s'opposer à la pénétration des particules solides dans le jeu radial du tiroir et du piston libre.

§ 5. Principes de constitution des amplificateurs de calcul hydrauliques

Considérons le schéma de l'amplificateur de calcul représenté sur la figure 143. Lorsque le signal de pilotage est absent, c'est-à-dire quand les pressions initiales à l'entrée sont constantes et égales respectivement à $p_{\text{ent.1.abs}}$, $p_{\text{ent.2.abs}}$, ..., $p_{\text{ent.}i\text{.abs}}$, la pression dans la chambre de travail de l'additionneur est égale à $p_{\text{ad.abs}}$, et à la sortie de l'amplificateur opérationnel, à $p_{\text{sor.abs}}$. On a généralement $p_{\text{ent.}i\text{.abs}} = p_{\text{ad.abs}} = p_{\text{sor.abs}}$.

Le signal de pilotage est représenté par l'accroissement de la pression à l'entrée par rapport à ses valeurs initiales:

$$\Delta p_{\text{ent}.i} = p_{\text{ent}.i} - p_{\text{ent}.i.\text{abs}},$$

ou

$$\Delta p_{\text{ent}.i} = p_{\text{ent}.i} - p_{\text{ad.abs}}.$$

Supposons que les caractéristiques de l'amplificateur opérationnel hydraulique soient linéaires. La relation entre l'accroissement de pression dans la chambre de l'additionneur et la pression de sortie s'écrira alors comme suit:

$$k_y (p_{\text{ad}} - p_{\text{ad.abs}}) = p_{\text{sor}} - p_{\text{sor.abs}},$$

ou

$$p_{\text{ad}} = \frac{\Delta p_{\text{sor}}}{k_y} + p_{\text{ad.abs}}.$$

Lorsque k_y est grand, on a

$$p_{\text{ad}} \approx p_{\text{ad.abs}}.$$

L'écoulement étant continu, l'équation des débits s'écrira comme suit:

$$\sum_{1}^{i} Q_i = Q_{\text{abs}}.$$

En faisant intervenir les différences de pression sur les résistances hydrauliques, on obtient l'égalité

$$\sum_{1}^{i} \frac{\Delta p_{\text{ent}.i}}{Z_{\text{h}.i}} = \frac{\Delta p_{\text{sor}}}{Z_{\text{h.ass}}} \tag{6.8}$$

dans laquelle $\Delta p_{\text{ent}.i} = p_{\text{ent}.i} - p_{\text{ad}}$, et $\Delta p_{\text{sor}} = p_{\text{ad}} - p_{\text{sor}}$.

C'est l'équation généralisée et simplifiée d'un amplificateur de calcul hydraulique.

En incorporant des résistances hydrauliques actives en amont de l'amplificateur de calcul et dans le circuit d'asservissement, l'expression (6.8) prend la forme

$$\Delta p_{\text{sor}} = -R_{\text{h.ass}} \sum_{1}^{i} \frac{\Delta p_{\text{ent}.i}}{R_{\text{h}.i}} = -\sum_{1}^{i} k_i \Delta p_{\text{ent}.i}.$$

Dans ce cas l'amplificateur de calcul réalise l'addition des signaux d'entrée et leur multiplication simultanée par une constante ($k_i = R_{\text{h.ass}}/R_{\text{h}.i}$). Si $k_i = 1$, l'amplificateur de calcul effectue la sommation algébrique des pressions d'entrée.

En montant des résistances actives à l'entrée de l'amplificateur de calcul et un accumulateur hydraulique dans le circuit d'asservissement, l'équation de l'amplificateur de calcul (6.8), compte tenu

de l'équation (6.7), devient

$$\Delta p_{sor} = -\frac{1}{C_{h.ass}S}\sum_{1}^{i}\frac{\Delta p_{ent.i}}{R_{h.i}} = -\sum_{1}^{i}\frac{1}{T_{int}S}\Delta p_{ent.i},$$

où $T_{int} = R_{h.i}C_{h.ass}$ est la constante d'intégration.

Dans ce cas l'amplificateur de calcul réalise l'intégration de la somme des pressions d'entrée dans le temps.

Introduisons un accumulateur hydraulique à l'entrée de l'amplificateur de calcul hydraulique à une entrée, et une résistance hydraulique active, dans le circuit d'asservissement. L'amplificateur de

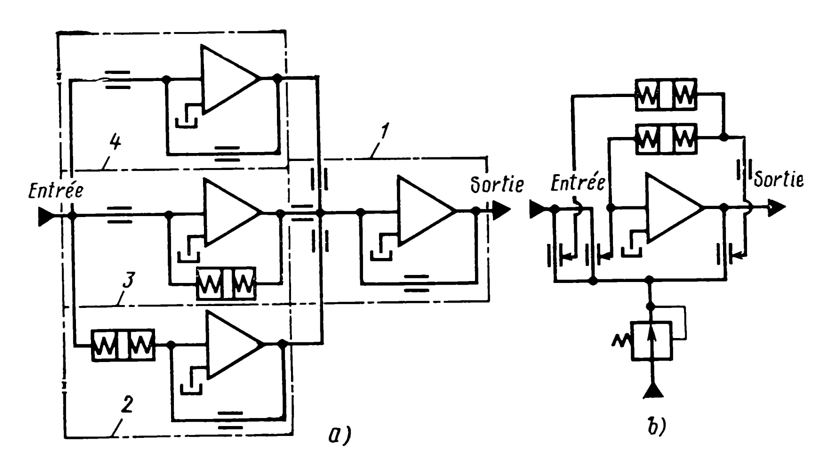


Fig. 154. Schémas des régulateurs P.I.D.

calcul réalisera alors la dérivation de la pression d'entrée. Compte tenu de (6.7), l'équation (6.8) devient alors

$$\Delta p_{sor} = -R_{h.ass}C_{h}S\,\Delta p_{ent} = -T_{d}\,S\Delta p_{ent},$$

où $T_d = R_{h.ass}\,C_h$ est la constante de dérivation.

Les amplificateurs de calcul peuvent effectuer des opérations plus compliquées, par exemple:

$$\Delta p_{sor} = k_p\left(k_1 + \frac{1}{T_{int}S} + T_dS\right)\Delta p_{ent}. \qquad (6.9)$$

L'appareil qui réalise une telle opération s'appelle *régulateur à action proportionnelle, dérivation et intégration*, ou en abrégé *régulateur P.I.D.*

Les opérations indiquées dans (6.9) peuvent être effectuées par exemple à l'aide de quatre amplificateurs opérationnels, comme il est montré sur la figure 154, *a*. Ici l'amplificateur de calcul *4* réalise la multiplication par une constante, l'amplificateur *3* l'intégration, l'amplificateur *2* la dérivation, et l'amplificateur *1* la sommation

des signaux recueillis à la sortie des amplificateurs *2*, *3*, *4* et la multiplication de cette somme par une constante.

Un régulateur P. I. D. peut aussi réaliser des opérations analogues avec un seul amplificateur opérationnel. A cet effet, en plus des accumulateurs hydrauliques et des résistances hydrauliques actives ordinaires, on utilise des diviseurs de pression à étranglement et une source de pression de référence. Le schéma d'un régulateur P. I. D. avec un seul amplificateur de calcul est montré sur la figure 154, *b*.

CHAPITRE VII

CANALISATIONS ET JOINTS

§ 1. Canalisations

Les canalisations permettent la circulation du fluide hydraulique au cours du fonctionnement de la commande hydraulique volumétrique et des automatismes hydrauliques. D'après leur fonction, on distingue :

— les canalisations *principales* ou *de refoulement*, qui dirigent le fluide sous pression en provenance d'une source de pression vers le récepteur hydraulique ou vers un appareil de pilotage adapté à ce récepteur ;

— les canalisations *de retour* par lesquelles le fluide retourne au réservoir ;

— les canalisations *de récupération des fuites*;

— les canalisations *de pilotage* par lesquelles la pression de pilotage arrive aux appareils correspondants ;

— les canalisations *d'aspiration* qui dirigent le fluide prélevé dans le réservoir ou sortant du récepteur hydraulique vers la pompe ;

— les canalisations *d'utilisation*, qui relient les distributeurs étrangleurs aux chambres de travail des récepteurs pilotés par ceux-ci.

L'ensemble des canalisations forme le *réseau hydraulique*.

Les canalisations peuvent être constituées par des tubes rigides, des tuyaux flexibles, des canaux et des raccords.

Lors de l'étude des commandes et automatismes hydrauliques, on cherche à réduire autant que possible la résistance hydraulique à l'écoulement offerte par les canalisations, ainsi qu'à éviter toute fuite de fluide vers l'extérieur depuis les canalisations.

Les pertes de charge dans une canalisation se composent des pertes linéiques et des pertes sur les résistances hydrauliques locales. Nous avons déjà formulé, au § 3 du premier chapitre, quelques recommandations qui permettent de choisir la vitesse admissible d'écoulement en fonction de la pression. Sur la base de ces recommandations, on choisit généralement le diamètre intérieur du tube ou l'alésage du canal. Quant à la longueur de la canalisation, elle doit tenir compte de l'encombrement du système de commande ou du système commandé.

Ce sont les résistances locales, dues aux coudes et aux changements de section ou de forme des canaux, qui engendrent bien souvent le gros des pertes de charge. Aussi convient-il, chaque fois que cela est possible, d'éviter les coudes et les changements de section. Il convient de souligner également l'inconvénient que présentent les portions borgnes des percements dues aux particularités d'usinage: non seulement elles augmentent la résistance hydraulique mais constituent bien souvent de vrais pièges à impuretés solides. Les particules solides peuvent provenir en outre de la surface interne des canalisations; adhérées aux rugosités de la surface pendant la fabrication de la canalisation, les particules solides en sont détachées par le fluide en mouvement. Ce peuvent être aussi des scories, des oxydes et des revêtements adhérés à la surface interne du tube.

Afin d'éviter la pollution, on cherche à donner aux canalisations des profils progressifs, sans coudes, changements de section, ni portions borgnes. Dans le même but on donne aux parois internes des tubes un fini très poussé; quelquefois on emploie le polissage.

C'est le cintrage des tubes qui permet d'obtenir très facilement un profil progressif de la canalisation. Le rayon de cintrage n'excède généralement pas trois à cinq fois le diamètre externe du tube, en

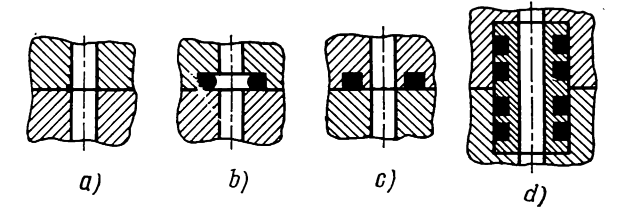


Fig. 155. Jonctions bout a bout de deux canalisations

fonction de l'épaisseur de la paroi, du matériau et de la technologie de cintrage. Par contre, il y a des cas où les contraintes d'implantation imposent des coudes brusques en L, des percements de forme sinueuse et des changements de section très accusés. En pareils cas on compense le plus souvent les pertes de charge en donnant au tube (canal) une section de passage plus grande.

Les fuites de liquide aux jonctions dans un système hydraulique présentent un danger grave. Il existe plusieurs moyens d'éviter les fuites aux jonctions. Le cas le plus simple (jonction à plat) est montré sur la figure 155, *a*. Les axes des orifices percés dans les éléments jointifs sont amenés en coïncidence. Or, le petit jeu qui reste entre les pièces laisse passer une certaine quantité de liquide. On diminue cette quantité en ajustant les pièces par rodage relatif.

Au cas où la fuite est absolument inadmissible, on monte un joint d'étanchéité dans la gorge de l'une des pièces, comme il est montré sur la figure 155, *b*. Or, au moment de mise sous pression du système, ce joint risque de s'arracher de la gorge et de pénétrer dans

la canalisation. On s'y oppose en laissant une paroi mince du côté du passage (voir fig. 155, *c*).

Une étanchéité plus parfaite est procurée par la douille de traversée à quatre joints (fig. 155, *d*). Malgré la complexité de construction, l'encombrement plus grand de la jonction et les difficultés de montage, un tel dispositif est utilisé assez souvent, surtout lorsque les conditions d'utilisation ne permettent aucune fuite vers l'extérieur, ne fût-ce que sous forme d'un film d'huile superficiel.

Si un appareil quelconque, par exemple un clapet ou un distributeur, vient s'introduire sur le passage du fluide, on laisse passer le

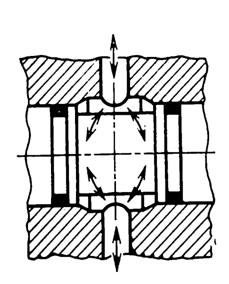


Fig. 156. Schéma de circulation du fluide hydraulique contournant une pièce cylindrique placée dans le canal

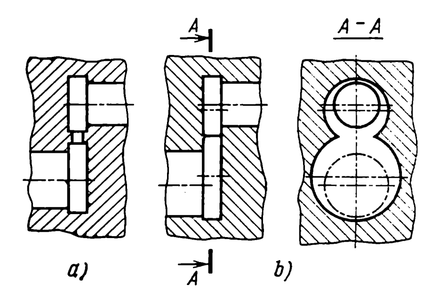


Fig. 157. Schémas de mise en communication de deux enceintes dans le corps

fluide dans le jeu entre le boîtier et la partie cylindrique extérieure du clapet ou du distributeur et l'on monte deux joints d'étanchéité des deux côtés; ce cas est illustré sur la figure 156.

On a souvent besoin de mettre en communication deux enceintes forées dans le corps. A cet effet on pratique un orifice de liaison, de forme sensiblement rectangulaire, à l'aide d'une perceuse à électro-érosion en introduisant son électrode en L par la plus large des deux enceintes (fig. 157, *a*). Un autre procédé consiste à faire le chambrage excentré des enceintes, comme il est montré sur la figure 157, *b*.

La figure 158 montre un exemple de mise en communication de deux canaux parallèles par un troisième. Ce dernier canal, foré dans le corps, est perpendiculaire aux deux premiers. Il est muni d'un bouchon qui prévient toute fuite vers l'extérieur.

Les bouchons d'obturation utilisés dans les automatismes hydrauliques peuvent prendre les formes les plus variées. Les cas les plus répandus sont montrés sur les figures 159, *a-d*.

Le bouchon le plus simple est constitué par un tampon (fig. 159, *a*) ou une bille (fig. 159, *b*) qu'on introduit à frottement doux dans l'alésage. Leur expulsion vers l'extérieur est empêchée en rabattant les bords de l'orifice (ce qu'on fait surtout avec les billes). Un tel bouchon est indémontable.

Il y a des cas où le bouchon doit pouvoir être enlevé à maintes reprises : ce cas se présente par exemple lors des essais en laboratoire des

modèles d'automatismes hydrauliques, ainsi qu'en connectant un manomètre afin de mesurer la pression dans le canal. Le bouchon avec joint d'étanchéité montré sur la figure 159, *c* est maintenu dans le corps de l'appareil par filetage. On l'utilise quand le canal est assez profond et il y a peu d'espace libre autour de l'orifice extérieur (proximité d'un canal analogue fermé aussi par un bouchon). Il est à noter que la partie filetée du bouchon est isolée du fluide par le joint d'étanchéité. En vissant le bouchon, on voit quelquefois des particules solides se détacher des spires et venir polluer le fluide

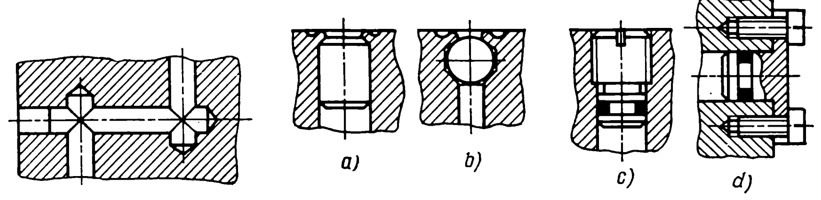


Fig. 158. Schéma de mise en communication de deux canaux parallèles dans le corps

Fig. 159. Types de bouchons

hydraulique. Les pièces filetées ne doivent jamais être en contact direct avec le fluide, sauf dans quelques cas très particuliers, par exemple en montant la tuyère sur filets afin d'éviter son allongement par dilatation.

Le bouchon fileté est retenu en place en l'enduisant de mastic, de matière colorante, de colle, ou en rabattant le bord de l'orifice dans la fente du bouchon.

Lorsque le canal est peu profond et qu'il y a assez de place libre autour de l'orifice extérieur, on monte un bouchon avec joint montré sur la figure 159, *d* et on le fixe avec des vis. Les vis de fixation doivent être freinées avec des rondelles à ressort ou avec du fil métallique.

§ 2. Joints statiques

La construction d'un joint statique est en principe plus simple que celle d'un joint dynamique; néanmoins l'étanchéification d'une jonction immobile est toujours un problème assez délicat, et chaque montage doit être traité comme un cas d'espèce.

Si l'assemblage est indémontable, les deux pièces conjuguées peuvent être assemblées par soudure ou brasure comme il est montré sur la figure 160, *a* (fixation d'une tuyauterie dans le corps).

L'étanchéité d'une jonction statique peut également être assurée par l'emploi d'un mastic contenant du verre soluble chargé, des résines synthétiques, du caoutchouc, de l'asphalte, etc. L'emploi de telles substances est cependant freiné par le vieillissement du maté-

riau, les températures d'utilisation ou l'incompatibilité avec le fluide hydraulique.

Si les pièces doivent travailler pendant une durée prolongée dans une large gamme de températures et sous une pression élevée, l'étanchéité de la jonction peut être assurée par la déformation de l'une des pièces par les saillies de l'autre. On en voit un exemple de réalisation pratique sur la figure 160, *b*. Les points de contact du rebord annulaire du raccord avec la surface plane du corps forment une ligne fermée qui garantit l'étanchéité totale de la jonction. Or, cette disposition ne permet que peu de démontages et de remontages, vu que les surfaces en contact subissent une déformation notable dès le premier assemblage. La partie inférieure du raccord, qui a la forme d'un cylindre à parois minces, est ajustée dans le corps à frottement doux et protège le circuit hydraulique contre la pénétration de particules solides qui pourraient se détacher du filetage du raccord lors de la mise en place de celui-ci.

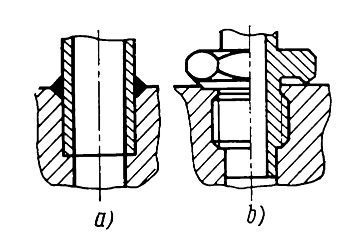


Fig. 160. Jonctions étanches fixes

L'étanchéité peut être assurée non seulement par déformation mais aussi par un effort de serrage, réalisé par exemple en serrant un écrou. Un tel système d'assemblage est largement utilisé dans les raccordements démontables des tuyauteries.

La figure 161, *a* montre un exemple classique de raccordement d'une tuyauterie. L'extrémité du raccord *1* présente une partie conique sous un angle de 1,4 rad. Un écrou à chapeau *4* applique un manchon fileté *3* contre l'extrémité épanouie du tube *2* en assurant une

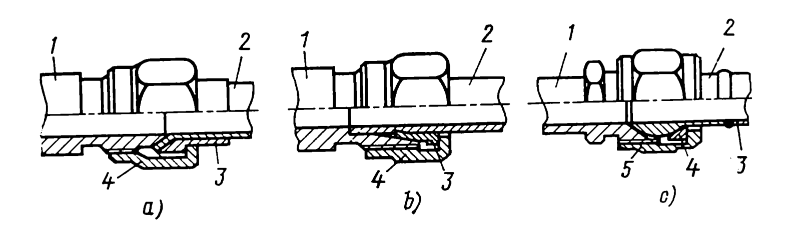


Fig. 161. Raccords étanches des tuyauteries

étanchéité absolue. Ce procédé est employé pour le raccordement des tubes à parois minces sans soudure (épaisseur des parois non supérieure à 1,5 mm) en acier de construction des nuances 10 et 20, en acier inoxydable et en cuivre. Malgré les difficultés liées au mandrinage de l'extrémité du tube, ce procédé est très répandu grâce au fait qu'il n'impose pas de conditions sévères vis-à-vis de la précision de fabrication du tube.

Lorsque le tube sans soudure a les parois plus épaisses que 1,5 mm et que sa précision géométrique a beaucoup d'importance, son raccordement étanche peut être réalisé à l'aide d'une bague incrustée. Le schéma d'un tel raccordement, qui est possible sur les tubes à extrémité non évasée, est montré sur la figure 161, *b*. L'étanchéité et le maintien du tube dans l'alésage du raccord sont garantis par une bague *3* dont la lèvre s'incruste dans le métal du tube *2* grâce à la pression de l'écrou à chapeau *4* et au profil conique interne du raccord *1*.

Pour les tubes d'un diamètre plus élevé, on utilise les raccords à rotule, qui s'accomodent d'un certain désalignement entre le tube et le raccord. Ce schéma de raccordement est donné sur la figure 161, *c*. Un embout à rotule *2* soudé sur le tube *3* est appliqué sur la bague d'assise *4* du raccord *1* et serré par l'écrou à chapeau *5*.

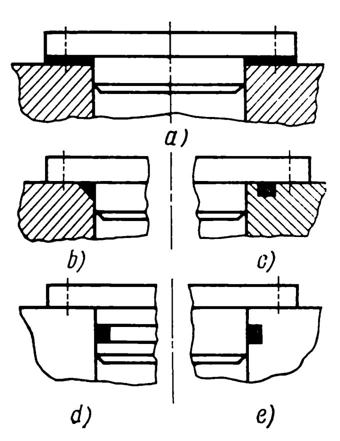


Fig. 162. Joints élastomères statiques

Un cas particulier des joints statiques est constitué par les garnitures élastiques et les bagues d'étanchéité.

Pour assurer l'étanchéité d'un couvercle soumis à une légère surpression, surtout lorsque le couvercle a un dessin compliqué dans le plan, on met une garniture plate (fig. 162, *a*). La garniture peut être confectionnée en papier, carton, fibre, cuir, matière plastique, cuivre recuit, aluminium, plomb, etc. Il est à noter qu'une garniture en matière fibreuse non imprégnée n'assure qu'une étanchéité médiocre.

Afin d'éviter l'extrusion et l'écrasement de la garniture, par exemple sous l'effort des boulons de serrage, on la monte parfois dans une gorge spéciale formant enceinte. En outre, un bourrelet ou une gorge particulière sont prévus parfois pour s'opposer à l'extrusion de la garniture et améliorer son portage sur les surfaces.

Dans les conditions d'une pression élevée, on utilise des bagues d'étanchéité en caoutchouc ou en une autre substance élastomère quelconque; on les monte dans des gorges spéciales et on les comprime par l'une des pièces conjuguées, comme il est montré sur la figure 162, *b*, *c*. Or, l'étanchéité d'une telle jonction peut être compromise et une fuite risque de se produire dès que le jeu entre les surfaces présente une légère augmentation, qui peut être due par exemple à la déformation du couvercle à cause d'une brusque élévation de pression ou d'un relâchement des boulons de fixation.

Cet inconvénient est inéxistant dans la disposition de la figure 162, *d*. Ici la bague élastique est engagée dans une rainure annulaire pratiquée sur la surface cylindrique extérieure de l'arbre et porte sur

la surface cylindrique intérieure de l'alésage. Un avantage de ce montage consiste dans l'accès facile aux surfaces de la rainure annulaire lors de la fabrication et du contrôle.

Quand la pièce a un diamètre très réduit, déterminé seulement par la taille de la bague d'étanchéité et non par des considérations théoriques ou constructives, on pratique la rainure pour bague sur la surface cylindrique interne de l'alésage (fig. 162, *e*). On a recours à ce procédé lorsque le diamètre des pièces ne dépasse pas 10 mm ou que la rainure ne peut être faite sur la pièce contenue en raison de la minceur de ses parois.

L'élément réalisant l'étanchéité a la forme d'une bague de section quelconque confectionnée à partir d'un caoutchouc compatible avec le fluide utilisé. Dans la pratique, on emploie le plus souvent des bagues en caoutchouc de section ronde, appelées *joints toriques.*

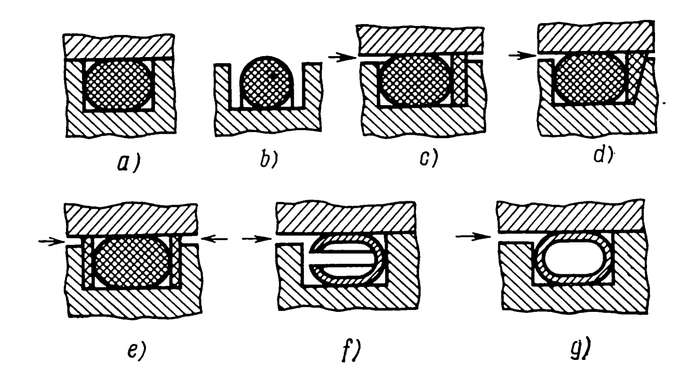


Fig. 163. Montages des joints toriques élastiques

Le joint se monte dans une gorge de telle sorte que, légèrement comprimé (jusqu'à 7 %), il fasse une saillie de 10 à 15 % du diamètre de sa section au-dessus de la surface de la pièce tout en présentant un jeu latéral total dans sa gorge atteignant 20 % du diamètre de section du joint à l'état libre (fig. 163). La déformation du joint par le plan de l'autre pièce assure l'étanchéité (fig. 163, *a*). La pression unilatérale provoque une déformation supplémentaire du joint torique et une adhérence plus forte aux autres surfaces, ce qui améliore encore les conditions d'étanchéité.

Si la pression ambiante varie, le joint glisse sur les parois de la gorge. Il risque de se détériorer prématurément si ces parois sont rugueuses, aussi doivent-elles être bien lisses.

Les montages de la figure 163, *d*, *e* présentent un interstice entre les pièces; la pression peut provoquer l'extrusion du joint dans cet interstice. Ce sont les joints de section rectangulaire qui souffrent le plus de l'extrusion, c'est pourquoi on évite de les employer dans des montages pareils et l'on monte de préférence des joints toriques.

Si la pression n'est pas grande (jusqu'à 5 MPa), on les met dans des gorges comme il est montré sur la figure 163, *a*.

Si la pression est plus forte, et surtout quand le joint est confectionné en caoutchouc mou, on emploie des bagues anti-extrusion qui suppriment l'interstice favorisant l'extrusion du joint (fig. 163, *c*, *d*). La bague anti-extrusion se fait en téflon, caoutchouc dur, nylon, cuir ou autre matériau plus dur que le caoutchouc du joint. Cette bague se monte du côté de la pression plus faible. Si la pression s'exerce alternativement dans les deux sens, on monte une bague anti-extrusion de part et d'autre du joint (fig. 163, *e*).

L'emploi des joints en caoutchouc est limité par la gonflabilité et le retrait propres au caoutchouc. Ces propriétés dépendent des caractéristiques du caoutchouc, des particularités du fluide hydraulique et de la température. Le caoutchouc est peu durable, et ses propriétés varient en fonction de la température. Une température trop basse provoque le durcissement ; à une température trop élevée, le caoutchouc brûle ou fond.

Ces inconvénients peuvent être évités en utilisant des joints toriques métalliques à expansion à parois épaisses ; on en voit un exemple de réalisation sur la figure 163, *f*. Ils subissent des températures jusqu'à 800 K et des pressions jusqu'à 100 MPa.

Quand la température du fluide est élevée, on utilise aussi des joints toriques métalliques creux (fig. 163, *g*). Ils sont constitués par un tuyau métallique fermé sur lui-même et soudé bout à bout. L'épaisseur des parois varie entre 0,2 et 0,4 mm. Aux pressions jusqu'à 0,7 MPa, les joints ne sont pas remplis de gaz. A une pression plus élevée, les joints sont remplis d'un gaz inerte sous 4 ou 5 MPa ; la pression dans le circuit peut atteindre également cette valeur.

§ 3. Joints dynamiques

Pour assurer l'étanchéité parfaite d'un ensemble dont l'un des éléments est animé d'un mouvement de translation ou de rotation de faible amplitude, on utilise des membranes, des soufflets et des tubes de flexion présentant une raideur réduite dans le sens transversal. Nous avons déjà vu quelques exemples de ce genre dans le § 2 du chapitre III (voir fig. 56 et 59).

Les ensembles animés d'un mouvement de va-et-vient sont rendus étanches à l'aide d'un système à *manchon souple.* Ce système est montré sur la figure 164. Une extrémité du manchon souple en caoutchouc toilé *2* est fixée sur la tige *1*, tandis que l'extrémité opposée est encastrée dans l'embase *4*. La pression interne applique le manchon *2* sur la tige *1* et le cylindre *3*. La ligne de retournement du manchon *2* se déplace au cours du mouvement de la tige *1*.

Les avantages du manchon d'étanchéité sont sa simplicité, la petitesse des forces de résistance et l'inutilité du fini parfait des surfaces. Bien au contraire, les conditions de travail du manchon

sont d'autant plus favorables que la rugosité de la tige et des parois internes du cylindre est plus prononcée.

Les manchons en caoutchouc toilé peuvent travailler sous une pression atteignant 30 MPa, contre 1 MPa pour le caoutchouc sans toilage.

Le dispositif d'étanchéité le plus ancien est le *presse-étoupe*. Sur la figure 165 le jeu entre l'arbre *4* et le corps *5* est protégé par une garniture (ou bourrage) *1* comprimée par l'écrou *2* et la douille *3*. Le bourrage peut être constitué par des matériaux très divers : coton, lin, étoupe, fibres d'amiante, etc., imprégnés avant montage avec

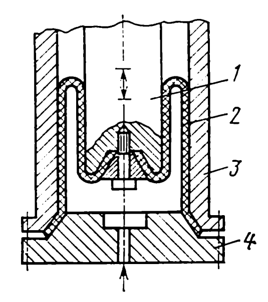


Fig. 164. Manchon d'étanchéité souple monté sur la tige animée d'un mouvement de va-et-vient

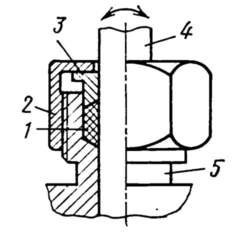


Fig. 165. Presse-étoupe

des substances appropriées, par exemple avec un mélange de cérésine (75 %), de graphite colloïdal MC-21 (10 %) et de vaseline industrielle (15 %).

Le presse-étoupe résiste à des pressions jusqu'à 90 MPa, à condition de bien choisir le bourrage. L'inconvénient principal des dispositifs d'étanchéité à presse-étoupe est le frottement sec considérable. En outre, les surfaces glissantes des pièces en translation qui travaillent en contact avec le bourrage doivent avoir un bon fini.

Il existe des pièces d'étanchéité qui sont moins sensibles au degré de fini des surfaces en contact : ce sont les *joints coulissants*, dont la lèvre de travail est appliquée par la pression hydraulique sur la surface de la pièce à étancher. Ces joints, utilisés dans les ensembles animés d'un mouvement de va-et-vient, ont généralement un profil en V ou en U. Les joints en T et en L sont moins répandus.

La figure 166, *a* représente un dispositif d'étanchéité réalisé avec des joints coulissants en V. Les joints *4*, dont le nombre est choisi en fonction de la pression hydraulique, sont montés sur une bague de guidage *5* et serrés par une bague de pression *3*. L'effort de serrage peut être fourni tant à l'aide d'un filetage qu'avec des ressorts de forme différente (on voit sur la figure un ressort conique). Dans ce dernier cas le ressort *2* prend appui sur une rondelle *1* qui vient se fixer sur le corps *6*.

Plus la pression hydraulique est élevée, plus la partie active des joints *4* est appuyée fortement sur l'arbre *7*, et plus l'étanchéité est parfaite.

Le dispositif d'étanchéité montré sur la figure 166, *b* est constitué par des joints coulissants en *U*. La bague de pression *2* s'oppose au déplacement axial du joint *3* au cours du mouvement de la tige

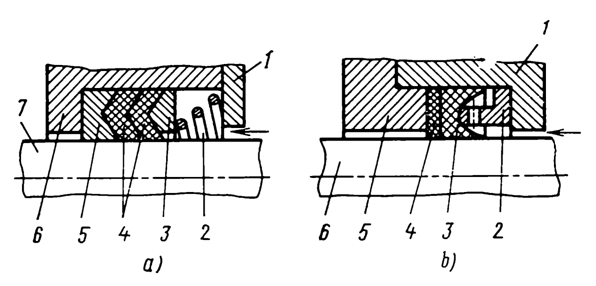


Fig. 166. Joints coulissants profilés

6. La bague anti-extrusion *4* prévient l'extrusion du joint dans le jeu entre la tige *6* et la douille *5* rapportée sur le corps *1*.

Au moment de montage, le joint *3* (confectionné par exemple en caoutchouc) se déforme considérablement et enserre fortement la tige *6*. Les défauts de géométrie de l'arbre : ovalisation, conicité, bombé, etc. n'affectent donc pratiquement pas le degré d'étanchéité. C'est la raison pour laquelle les joints profilés assurent une meilleure étanchéité que les joints toriques (bagues de section ronde) en caoutchouc : au montage, ces derniers subissent en déformation moins grande que les joints coulissants profilés.

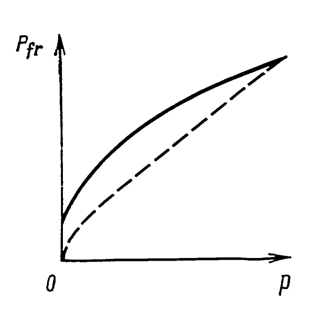


Fig. 167. Variation de la force de frottement dans les joints coulissants en fonction de la pression hydraulique

On a déjà dit que le serrage de la lèvre de travail du joint coulissant est d'autant plus fort que la pression est plus élevée. Le frottement sec augmente donc d'autant. La courbe en trait interrompu de la figure 167 illustre la croissance des forces de frottement sec en fonction de la pression.

En plus du caoutchouc, les joints coulissants peuvent être confectionnés à partir d'autres matériaux, par exemple en polychlorure de vinyle plastifié.

Les joints coulissants en caoutchouc fonctionnent à une température entre 240 et 355 K, sous une pression qui peut atteindre 35 MPa.

En raison de son profil, un joint coulissant n'assure l'étanchéité que dans un sens unique. Lorsque la pression peut agir dans les deux sens, par exemple sur le piston d'un vérin hydraulique, il est nécessaire de monter deux dispositifs d'étanchéité en opposition.

Parmi les inconvénients des joints profilés, on doit indiquer leurs dimensions plus grandes que celles des joints toriques en caoutchouc: cela explique l'emploi généralisé de ces derniers dans les ensembles animés d'un mouvement de translation et de rotation.

Les montages des joints toriques sur les pièces mobiles sont analogues aux montages fixes qu'on a vus sur la figure 163, *a-e*.

Le travail d'un joint torique sur une pièce en translation sortant d'une enceinte remplie d'huile s'accompagne de la formation d'un coin d'huile. Celui-ci écarte le joint de la surface, et il s'y forme un film hydrodynamique; une fine couche d'huile se forme aussi sur la surface extérieure. Dans le cas où, au moment de retour de la pièce, le film d'huile sur la pièce a disparu (par exemple par évaporation), il se produit un frottement sec entre le joint et la pièce,

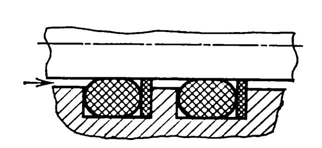


Fig. 168. Montage d'un joint torique de sécurité

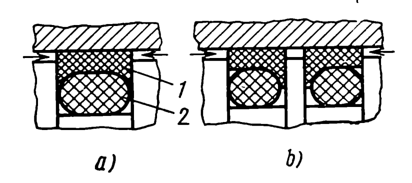


Fig. 169. Protection des joints toriques en caoutchouc contre le patinage et l'altération

ce qui fait que le joint se détériore à bref délai. Ce danger est particulièrement grave quand les vitesses relatives sont peu élevées, car les joints de grand diamètre commencent à patiner et s'usent rapidement. Pour remédier à ce défaut, on monte parfois des collecteurs d'huile ou l'on ajoute un second joint torique (fig. 168), afin de réduire les fuites et d'améliorer les conditions de travail du dispositif d'étanchéité.

Le travail d'un joint torique en caoutchouc dépend beaucoup du degré de fini et de la nature des aspérités de la surface à étancher. Une surface rectifiée présente des aspérités microscopiques pointues qui conduisent à une usure prématurée des joints. Le meilleur moyen d'obtenir une surface adaptée au montage des joints toriques en caoutchouc consiste à faire le rodage sur table vibrante ou à travailler la surface à la molette cylindrique dans un montage spécial: la surface ainsi usinée n'a pas d'aspérités pointues. Au contraire, elle présente des dépressions à profil doux qui favorisent l'accumulation de l'huile, nécessaire au bon graissage des surfaces en contact.

On a déjà dit que le patinage détruit rapidement les bagues en caoutchouc de section ronde et de grand diamètre, montées par exemple sur les pistons des vérins hydrauliques. Pour éviter le patinage, on monte entre la surface et le joint torique *2* (fig. 169, *a*) une bague de téflon en U *1*. Elle prévient l'usure du caoutchouc et offre un frottement beaucoup moins fort, car le coefficient de frottement

téflon sur métal est très inférieur au coefficient de frottement caoutchouc sur métal.

Le rôle de la bague de caoutchouc se réduit alors, pratiquement, à appliquer la bague de téflon sur la surface à étancher et à assurer l'étanchéité dans les jeux entre le caoutchouc et les surfaces immobiles en contact avec le caoutchouc.

Sur la figure 169, *b* est montré un dispositif d'étanchéité analogue équipant le piston d'un vérin hydraulique. Dans ce cas les bagues de téflon font office de joints coulissants, tandis que les bagues de caoutchouc assurent le contact initial entre le téflon et la surface de métal. Une telle disposition diminue considérablement le frottement sec dans le piston et procure une étanchéité parfaite.

Les joints dynamiques sont tributaires de la finition des surfaces sur lesquelles ils se déplacent. La pénétration des poussières ou crasses, et tout particulièrement des particules abrasives qui abondent

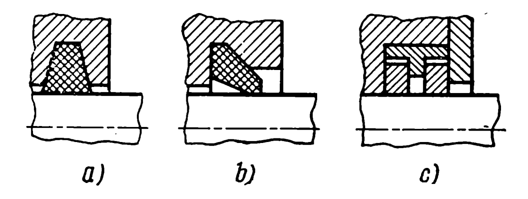


Fig. 170. Bagues de protection spéciales montées sur une pièce animée d'un mouvement de va-et-vient

dans le milieu environnant, provoque rapidement la détérioration du dispositif d'étanchéité à cause de l'altération du matériau élastique et de la surface métallique. Les joints dynamiques doivent donc se trouver à l'abri des agents nocifs extérieurs.

Si les particules abrasives ne sont pas à craindre, il suffit de protéger les joints de la poussière et de l'eau à l'aide d'une bague en feutre (fig. 170, *a*) ou d'une bague pare-poussière en caoutchouc (fig. 170, *b*). Pour la protection contre les particules abrasives, on doit prévoir des racloirs plus efficaces : ce peut être par exemple une bague pare-poussière en téflon ou polyamide dont la lèvre active est appliquée contre le métal par une pièce élastique, telle qu'un jonc. Une telle bague peut être montée sans autre dispositif de protection (garniture, pare-poussière, etc.).

Lorsque le milieu contient de grosses particules abrasives ou risque de provoquer un dépôt de givre sur la tige du piston, on monte devant le pare-poussière des segments racleurs en fonte ou en bronze (fig. 170, *c*).

CHAPITRE VIII

ORGANES DE STOCKAGE DU FLUIDE HYDRAULIQUE

§ 1. Réservoirs

On appelle *réservoir* ou *bâche* un récipient qui contient du fluide hydraulique destiné à alimenter les circuits de la commande hydraulique volumétrique.

Le réservoir le plus simple est un réservoir du type ouvert, dit aussi à pression atmosphérique, dont le schéma est représenté sur la figure 171, *a*. Le boîtier *7* du réservoir est muni d'un goulot de remplissage *1* avec crépine. Le niveau de fluide hydraulique dans le réservoir est contrôlé à l'aide d'un indicateur de niveau *5*. L'ajutage

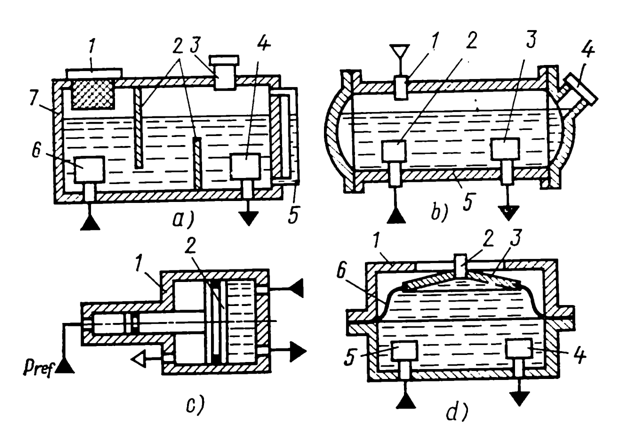


Fig. 171. Réservoirs

4 sert à puiser le fluide dans le réservoir pour alimenter la pompe. Le fluide sortant des canalisations du système retourne au réservoir à travers l'ajutage *6*. Les déflecteurs ou chicanes *2*, *3* ont pour fonction d'empêcher la circulation de fluide dans le réservoir, afin que les particules solides en suspension puissent descendre sur le fond, et les bulles de gaz, remonter à la surface. Le volume de gaz situé audessus de la surface libre de liquide communique avec l'air atmosphérique par un reniflard *3* à filtre incorporé, qui protège l'enceinte du réservoir contre les impuretés provenant du milieu environnant.

Pour attirer des particules ferromagnétiques contenues dans le fluide hydraulique, on prévoit quelquefois des aimants permanents dans le réservoir. Des portes de nettoyage prévues aux parois permettent un nettoyage périodique du réservoir.

L'inconvénient d'un réservoir de ce type est le renouvellement constant de l'air, qui contient de l'eau, au-dessus de la surface libre de fluide hydraulique. Ce renouvellement est dû aux variations du volume de fluide hydraulique pendant le fonctionnement du système. L'air pénètre dans le réservoir et s'en échappe à travers le reniflard. A la suite du fonctionnement du système, le fluide hydraulique s'échauffe, si bien que sa température devient supérieure à la température ambiante. L'air au-dessus du liquide s'échauffe donc aussi ; de grosses gouttes d'eau condensée se forment alors sur les parois du réservoir qui sont plus froides que l'air. L'eau tombe dans l'huile hydraulique et nuit à ses qualités ; on est donc obligé de changer l'huile plus souvent. En outre, le filtre du reniflard ne peut pas empêcher totalement la pénétration des impuretés ; des particules de petite taille et des impuretés fibreuses fines franchissent le filtre et viennent polluer les canalisations du système.

Pour remédier à ces défauts, on utilise des réservoirs du type montré sur la figure 171, *b*. Ce réservoir contient, comme le précédent, un ajutage d'aspiration *3* et un ajutage de retour *2*. Le corps *5* du réservoir est étanche ; après avoir rempli le réservoir de fluide hydraulique, on ferme le couvercle *4*.

Il s'agit d'un réservoir pressurisé : cela veut dire qu'une pression excessive est créée au-dessus de la surface libre de fluide hydraulique. A cet effet, on fait venir du gaz inerte, par exemple de l'azote, à travers le raccord *1*. De cette façon le fluide hydraulique est isolé de l'air ambiant, et la pompe fonctionne dans des conditions plus favorables, surtout lorsque son schéma demande qu'une légère surpression soit créée en amont.

D'autre part, les réservoirs de ce type présentent quelques inconvénients. Tout d'abord, c'est le remplissage avec du gaz inerte qui pose des problèmes. Ensuite, le gaz sous pression (0,3 MPa environ) se dissout facilement dans le liquide, ce qui peut occasionner des déboires graves.

Le réservoir pressurisé montré sur la figure 171, *c* interdit tout contact entre liquide et gaz. Son boîtier cylindrique *1* contient un piston *2* muni d'un petit piston plongeur. Le fluide hydraulique circulant dans les canalisations du système exerce une pression p_{ref} sur la face du piston plongeur en créant une surpression dans le réservoir. Cette surpression est inférieure à p_{ref} d'une quantité proportionnelle au rapport de la surface du piston plongeur à celle du piston principal du réservoir.

Un tel réservoir est cependant assez compliqué, en raison de l'existence de deux pistons dont chacun doit être muni de joints d'étanchéité.

Le réservoir le plus simple garantissant la séparation parfaite

du liquide d'avec l'air ambiant, et tout gaz en général, est un réservoir à élément isolant élastique. Le corps *1* du réservoir représenté sur la figure 171, *d* est séparé par une membrane élastique *6* (fabriquée par exemple en caoutchouc) dont le centre rigide *3* a la forme d'un cône. Avant le démarrage, on fait le plein d'huile, soit à travers un raccord spécial, soit à travers l'ajutage *5*, puis on évacue l'air à travers le raccord *2*. Le fluide hydraulique alimentant la pompe est aspiré à travers l'ajutage *4*.

Grâce à l'absence de contact du liquide avec le gaz et l'air, les changements d'huile sont moins fréquents, et le système lui-même devient plus durable et plus fiable.

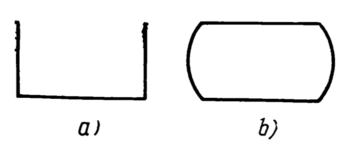


Fig. 172. Représentations symboliques des réservoirs

La différence entre les réservoirs à pression atmosphérique et les réservoirs pressurisés doit être marquée par un symbole approprié sur le schéma. La désignation conventionnelle d'un réservoir à pression atmosphérique (fig. 171, *a*, *d*) est donnée sur la figure 172, *a*. Les réservoirs pressurisés (fig. 171, *b*, *c*) sont représentés par le symbole montré sur la figure 172, *b*.

Une attention particulière doit être accordée à la forme des ajutages de retour et d'aspiration. En effet, si l'ajutage a la forme d'un tronçon de tube tout simple, le jet de liquide qui s'en échappe porte une grande énergie cinétique. Il se produit une circulation intense de liquide dans l'enceinte du réservoir, la formation de bulles de gaz et l'émulsification du liquide (formation de mousse). Les particules solides contenues dans le liquide ne pourront pas descendre sur le fond, et les bulles gazeuses (surtout les plus petites) n'arriveront pas à la surface.

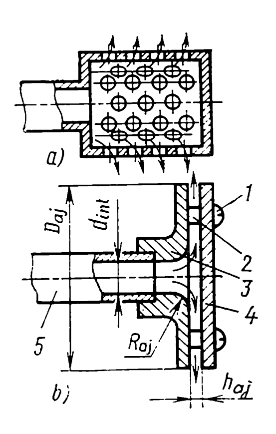


Fig. 173. Formes des ajutages d'échappement

Pour diminuer la circulation de fluide, on réalise parfois l'ajutage sous forme d'un cylindre creux à fond plein et à parois percées de petits trous (fig. 173, *a*). Or, un tel ajutage ne peut pas s'opposer à l'émulsification, car il provoque, par sa configuration, des perturbations de l'écoulement ou des filets fluides qui conduisent à la formation de bulles de gaz non dissous, donc de la mousse.

Le schéma montré sur la figure 173, *b* permet de parer à ces inconvénients. Le liquide s'échappant du tuyau *5* pénètre dans l'ouverture centrale du disque *3*, dont les bords sont arrondis à un rayon R_{aj}, pour passer ensuite par la fente laissée entre le disque *3* et le deuxième disque *4*. Le jeu constant h_{aj} est maintenu par trois douilles entretoises *2*. Le disque *4* est fixé sur le disque *3* par trois vis *1* qui

traversent les douilles entretoises situées à la périphérie des disques. Un tel ajutage réalise une baisse du niveau d'énergie cinétique grâce à la diminution de la vitesse de l'écoulement : la largeur du jeu annulaire entre les disques diminue du centre vers la périphérie.

On a déterminé par les essais que la plus petite vitesse d'échappement du liquide garantissant l'absence de bulles gazeuses visibles à l'œil nu est égale à 0,03 m/s environ.

Le rayon d'arrondi R_{aj} doit être égal à la moitié du diamètre intérieur du tuyau :

$$R_{aj} \approx 0{,}5\ d_{int}.$$

L'écartement des disques est également fonction du diamètre intérieur du tube d_{int} :

$$h_{aj} = 0{,}125\ d_{int}.$$

Pour assurer la vitesse d'échappement de 0,03 m/s à la sortie du jeu de l'ajutage, le diamètre des disques doit être choisi d'après la valeur du débit maximal de la pompe :

$$D_{aj} = \frac{85}{d_{int}} Q_{p.max}.$$

Un tel ajutage garantit l'absence totale d'émulsification non seulement avec les huiles minérales mais avec l'eau de savon. De surcroît, il freine la circulation de fluide dans le réservoir beaucoup mieux que les ajutages considérés plus haut.

Quant à l'ajutage d'aspiration, sa forme doit être étudiée de façon à diminuer les pertes d'énergie à l'entrée de l'ajutage. La forme la plus appropriée est une forme en pavillon (fig. 174, *a*), car

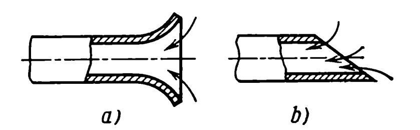


Fig. 174. Formes des ajutages d'aspiration

elle réduit au minimum la résistance à l'écoulement. Or, pour des raisons pratiques, on utilise aussi de simples tubes biseautés (fig. 174, *b*). L'angle entre le plan du biseau et l'axe du tube varie généralement entre 0,8 et 0,5 rad.

Le volume du réservoir dépend de sa fonction dans le système. Il doit assurer une bonne décantation du fluide hydraulique et permettre à celui-ci de recouvrer ses caractéristiques d'utilisation avant d'aller alimenter la pompe. Le volume du réservoir ne doit pas être inférieur au volume du fluide pendant un cycle de fonctionnement. Il y a intérêt à augmenter le volume du réservoir, afin d'intensifier l'évacuation de chaleur par rayonnement. Dans la pratique, le volume du réservoir est égal au débit de la pompe pendant une durée de 50 à 200 s.

§ 2. Accumulateurs

L'accumulateur est un récipient destiné à emmagasiner de l'énergie sous forme de fluide hydraulique sous pression, afin de la restituer ensuite. Les accumulateurs emmagasinent l'énergie en provenance des pompes pendant les périodes où les récepteurs consomment un débit réduit, et la restituent quand le débit consommé atteint son maximum.

Le stockage de l'énergie se réalise par compression ou allongement d'un ressort mécanique, compression d'un gaz, soulèvement d'un poids ou déformation des parois. Il existe donc beaucoup de types d'accumulateurs, dont chacun est adapté à une utilisation particulière.

Les accumulateurs à gravité, constitués par un cylindre et un piston pesant, offrent une grande capacité mais un encombrement préjudiciable et une inertie notable, donc un temps de réponse assez long. Cela détermine leur emploi dans les circuits d'alimentation des presses à vulcaniser: ils permettent de diminuer la puissance du moteur d'entraînement de la pompe et de prolonger le maintien sous pression des moules.

La pression de travail d'un accumulateur à gravité se définit par le rapport de la masse pesante et de la surface du cylindre.

Un accumulateur à ressort se compose d'un cylindre avec piston et d'un ou plusieurs ressorts dont l'effort sur le piston assure le maintien d'une pression de travail. Plus la pression à assurer est élevée, plus l'accumulateur devient volumineux, en raison de la taille des ressorts. Son emploi est donc réservé aux faibles pressions de travail (non supérieures à 2 MPa). Son principal avantage est l'insensibilité aux variations de la température. Il est en outre relativement compact et offre un temps de réponse acceptable.

Les accumulateurs les plus répandus dans les systèmes de commande et les automatismes hydrauliques sont les accumulateurs hydropneumatiques à membrane, dans lesquels la membrane sépare le gaz du liquide.

D'une façon générale, il existe des accumulateurs hydropneumatiques sans élément de séparation, avec élément de séparation en forme de piston et avec élément de séparation élastique.

Dans un accumulateur hydropneumatique sans séparation le liquide se trouve exposé au contact du gaz sous pression, qui se dissout rapidement dans le liquide. La saturation du liquide en gaz se traduit par la diminution du volume de gaz dans l'enceinte.

Le piston de séparation ne peut pas s'opposer, lui non plus, aux fuites du gaz vers le liquide. L'utilisation des accumulateurs à piston est limitée en outre par l'usure du piston et du cylindre, ainsi que par leur inertie considérable.

Ce sont les accumulateurs hydropneumatiques à membrane qui présentent le temps de réponse le plus court pour un encombrement minimal. Pour cette raison ils sont largement utilisés non seulement

15—01746

pour économiser la puissance de la pompe, mais aussi pour supprimer les pulsations de haute fréquence dans les canalisations. Pour le même volume utile, les accumulateurs à membrane sont plus compacts que les accumulateurs dits à vessie : on appelle ainsi les accumulateurs hydropneumatiques dont l'élément de séparation a la forme d'un ballon et qui sont utilisés, en raison de la résistance mécanique insuffisante du corps, à des pressions non supérieures à 10 MPa.

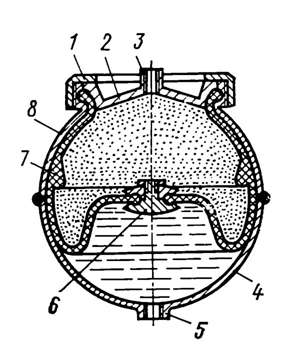


Fig. 175. Schéma d'un accumulateur hydropneumatique à membrane

Un accumulateur hydropneumatique à membrane est représenté sur la figure 175. Son corps sphérique formé de deux calottes soudées *4*, *8* renferme une membrane *7* en matière élastique, par exemple en caoutchouc. La lèvre de la membrane est enserrée entre le bord de la calotte supérieure *8* et le couvercle *2* à l'aide d'un écrou à chapeau *1*. Un renfort spécial *6* monté au centre de la membrane prévient la détérioration de celle-ci en cas de vidange complète de l'accumulateur.

Le raccord *3* sert à refouler de l'azote dans l'accumulateur, et le raccord *5*, à connecter ce dernier à la canalisation de refoulement du circuit d'alimentation.

Le défaut principal de tout accumulateur hydropneumatique est l'instabilité des caractéristiques en cas de variation de la température ; en effet, toute variation de la température fait changer l'élasticité du gaz. La gamme des températures d'utilisation des accumulateurs hydropneumatiques est assez restreinte de ce fait.

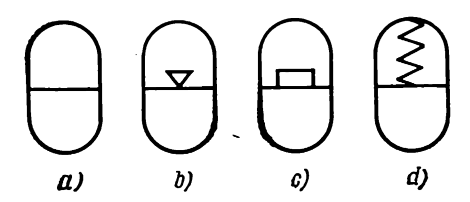


Fig. 176. Représentations symboliques des accumulateurs

Il convient de mentionner les problèmes liés à l'étanchéité imparfaite de l'élément de séparation élastique. Des fuites de gaz peuvent avoir lieu à travers les microporosités de la membrane. Plus l'étanchéité de la membrane est parfaite, plus les gonflages peuvent être espacés, au point de devenir inutiles à la limite ; à cet effet, on utilise des membranes à couches multiples et l'on revêt la surface

de la membrane orientée vers le gaz d'un métal quelconque, par exemple d'aluminium.

Sur les schémas des installations hydrauliques, les accumulateurs sont représentés par le symbole de la figure 176, *a* quand on n'a pas besoin d'indiquer leur principe de fonctionnement. Les accumulateurs hydropneumatiques, les accumulateurs à gravité et les accumulateurs à ressorts sont représentés comme il est indiqué sur les figures 176, *b*, *c* et *d* respectivement.

CHAPITRE IX

ORGANES DE CONDITIONNEMENT DU FLUIDE HYDRAULIQUE

Parmi les organes de conditionnement, dont la fonction consiste à assurer et à maintenir les caractéristiques désirées du fluide hydraulique, il convient de mentionner:

— les organes de nettoyage et de filtration, qui s'opposent à la pénétration des impuretés dans le fluide hydraulique;

— les organes échangeurs de chaleurs, qui maintiennent la température du fluide hydraulique dans des limites fixées;

— les purgeurs d'air, destinés à évacuer le gaz des canalisations afin de diminuer la quantité de gaz dans le liquide

§ 1. Refroidisseurs

Le fluide hydraulique s'échauffe pendant le fonctionnement de la commande hydraulique, à cause de la transformation en chaleur de la puissance improductive, c'est-à-dire de la différence entre la puissance consommée par le moteur d'entraînement du système et la puissance utile.

Pendant un cycle de fonctionnement d'un système de commande piloté par distributeur étrangleur et muni d'une soupape d'évacuation, le fluide hydraulique s'échauffe de 6 K par effet de laminage.

Lorsque la puissance du système n'est pas élevée et que le volume du réservoir est suffisant, le refroidissement du fluide hydraulique est réalisé par rayonnement et par convection dans l'air ambiant.

Pour améliorer l'échange de chaleur, on agrandit la surface du réservoir, soit en augmentant son volume, soit en munissant sa surface extérieure d'ailettes spéciales (dans ce dernier cas on réalise un gain de poids).

On peut aussi prévoir un soufflage forcé du réservoir par un ventilateur spécial. Un moyen encore plus efficace consiste à pulvériser de l'eau sur la surface à refroidir: en s'évaporant, l'eau emporte beaucoup de chaleur.

Un autre moyen de refroidir le fluide hydraulique consiste à installer dans le réservoir un tube serpentin parcouru par un liquide froid, par exemple l'eau.

Si la puissance du système hydraulique est supérieure à 10 ou 15 kW, le refroidissement du fluide hydraulique est généralement effectué dans un appareil particulier dit *radiateur*, qu'on place en dehors du réservoir.

Sur les véhicules et les engins mobiles, on emploie des radiateurs à air dont on voit un exemple de réalisation sur la figure 177, *a*. Le serpentin *2* est muni d'ailettes soudées *1*. Le liquide chaud parcourt le serpentin *2* et cède sa chaleur aux ailettes *1* soufflées par le vent. Un échange de chaleur intense se produit, grâce à la grande surface des ailettes et au soufflage forcé. Le fluide hydraulique refroidi retourne au réservoir.

Dans les installations fixes, on utilise des radiateurs à eau. Le corps *5* du radiateur (fig. 177, *b*) contient soit un serpentin *2*, soit un faisceau de tubes. L'eau froide, ou un autre liquide de refroidissement, pénètre dans le radiateur par le raccord *4* et, en franchissant

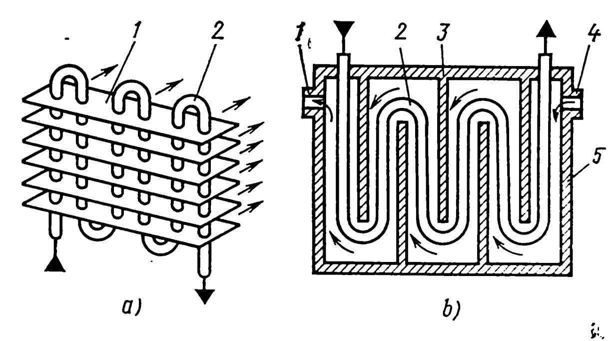


Fig. 177. Radiateurs de refroidissement

le labyrinthe formé par des chicanes *3*, emporte la chaleur dégagée par le fluide hydraulique qui parcourt le serpentin *2*. L'eau sort du radiateur par le raccord *1*.

On obtient une meilleure évacuation de la chaleur et un refroidissement plus prononcé en dirigeant l'écoulement du liquide de refroidissement à l'encontre du fluide hydraulique, ce qui a pour effet de maintenir une différence de température assez grande entre les liquides sur toute la distance de leur parcours.

Le radiateur de refroidissement est généralement monté sur la canalisation de retour du système. Or, cela fait croître la pression de retour, ce qui peut être nuisible pour le démarrage à basse température. En outre, le branchement sur le retour ne permet pas de régler avec précision la température du fluide hydraulique contenu dans le réservoir.

Afin d'éliminer ces défauts, on équipe le radiateur d'une pompe spéciale qui réalise la circulation forcée du fluide dans le radiateur en soutirant le fluide directement du réservoir et en le renvoyant après refroidissement. Le maintien précis du régime thermique dans

le réservoir peut être garanti en installant des capteurs de température qui contrôlent le débit du fluide à refroidir.

Il y a des cas où, au lieu de refroidir le fluide hydraulique, on a besoin de le réchauffer: cela se produit par exemple sur les bancs d'essais au moment où l'on veut vérifier le fonctionnement du système

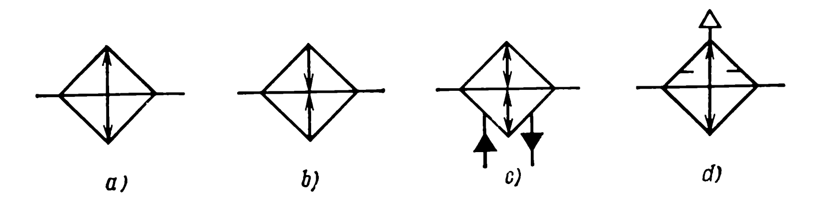


Fig. 178. Représentations symboliques des refroidisseurs et des réchauffeurs de fluide hydraulique

à haute température. On utilise alors des réchauffeurs de tous types le plus souvent électriques.

Le symbole général d'un refroidisseur est donné sur la figure 178, *a*, et d'un réchauffeur, sur la figure 178, *b*. Le symbole de la figure 178, *c* désigne un appareil comprenant un réchauffeur et un refroidisseur. Sur la figure 178, *d* est donnée la représentation symbolique d'un refroidisseur à évaporation.

§ 2. Filtres

]La cause la plus fréquente des pannes des systèmes hydrauliques est la pénétration d'une particule solide ou d'un autre contaminant quelconque dans un orifice de section réduite ou dans le jeu entres deux pièces frottantes.

La fonction d'un filtre est de mettre le système hydraulique à l'abri des impuretés solides et visqueuses qui peuvent:

— provenir de l'environnement;

— être générées par l'usure des éléments constitutifs des appareils et machines hydrauliques;

— se former au cours du vieillissement et de la dégradation du fluide hydraulique;

— pénétrer dans le système pendant l'usinage et l'assemblage.

D'après le principe d'action, on distingue:

— les filtres à fentes, où le fluide est purifié par passage à travers les fentes de l'élément filtrant;

— les filtres à toiles, où les contaminants sont retenus dans les mailles de la toile de l'élément filtrant traversé par le fluide;

— les filtres poreux dans lesquels le fluide se débarrasse des impuretés en traversant les pores de l'élément filtrant.

L'élément filtrant d'un filtre à fentes représente soit un empilage de lamelles séparées par des interstices fins, soit un fil métallique

enroulé autour d'une pièce cylindrique à rainure hélicoïdale. Dans ce dernier cas, c'est le pas de l'hélice qui détermine la largeur de la fente.

La toile filtrante, qui peut avoir des armures de liage variées, se fait soit en fil métallique, soit en fil textile.

Les filtres poreux sont fabriqués en céramique ou en métallocéramique. On utilise également des non-tissés en fibres de papier ou de textile, ou en métal.

On distingue des filtres locaux et des filtres sur tuyauterie (filtres de ligne). Les filtres locaux sont incorporés dans des appareils particuliers, tels que les tuyères, et protègent l'appareil donné. Un filtre de ligne constitue généralement un appareil isolé branché sur une canalisation (d'aspiration, de refoulement, de retour, etc).

Le boîtier d'un filtre de ligne, en plus des raccords de branchement, contient généralement :

— un élément filtrant ;

— une soupape de sûreté, qui entre en action au moment où, à la suite du colmatage, le filtre provoque une élévation de pression dangereuse ;

— un clapet de retenue qui permet de changer l'élément filtrant sans compromettre l'étanchéité du circuit ;

— un dispositif indicateur qui signale une différence de pression anormale due au colmatage excessif.

Les caractéristiques principales d'un filtre sont la finesse de filtration, la capacité de passage, la capacité de rétention et la migration du milieu filtrant.

La *finesse de filtration* est fonction de la taille maximale des contaminants qui passent à travers le filtre. D'après ce critère, on distingue des filtres grossiers (taille des particules au-dessus de 100 μm), normaux (entre 100 et 10 μm), fins (environ 5μm) et ultrafins (environ 1 μm).

La *capacité de passage* est le débit maximal à travers le filtre pour une différence de pression et une viscosité de fluide données.

La *capacité de rétention* est définie par la quantité maximale ou le poids maximal des contaminants que l'élément filtrant peut retenir sans qu'il s'ensuive sa détérioration ou l'obstruction de ses mailles.

La *migration du milieu filtrant*, c'est le détachement des particules du matériau de l'élément par le courant de fluide hydraulique.

Toutes ces caractéristiques n'ont pas la même importance pour tous les filtres. Par exemple, la capacité de rétention est extrêmement importante pour un filtre fin et négligeable pour un filtre grossier, vu que les larges mailles de ce dernier ne se colmatent presque jamais. Dans le même ordre d'idées, la migration du milieu a beaucoup d'importance quand l'élément filtrant est constitué en céramique, métallocéramique ou une autre matière poreuse ; elle est pratiquement inexistante dans un filtre à toile.

On distingue enfin des filtres permanents et des filtres temporai-

res. Un filtre permanent reste en service aussi longtemps que le système qu'il équipe ; seul l'élément filtrant est changé. Au contraire, un filtre temporaire ne sert que pendant la période nécessaire pour débarrasser le fluide hydraulique des impuretés pénétrées au stade de fabrication ou d'assemblage ; il peut aussi être branché pendant la durée du rodage, lorsque le frottement des pièces engendre un très grand nombre de contaminants solides.

Les pertes de charge sur le filtre, qu'on cherche à réduire par tous les moyens, dépendent de la surface filtrante, de la viscosité du fluide et de la largeur des mailles (fentes). Plus les mailles sont serrées, plus la filtration est efficace, mais plus les pertes de charge sont grandes. Afin de diminuer les pertes de charge, on augmente généralement la surface de l'élément filtrant. Quand le débit est élevé, on emploie des filtres à surface gaufrée, pour augmenter la surface filtrante sans accroître pour autant l'encombrement. Si le débit est faible, le filtre peut se présenter sous forme d'un disque, d'un cône ou d'une calotte sphérique.

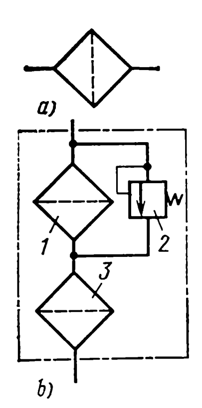


Fig. 179. Représentations symboliques des filtres

Le matériau filtrant de l'élément est généralement renforcé par une toile rigide à larges mailles, qui améliore la résistance mécanique du filtre poreux ou à toile vis-à-vis de la différence de pression engendrée par le débit du fluide à filtrer.

Le symbole général d'un filtre est donné sur la figure 179, *a*. Sur la figure 179, *b* on voit la représentation symbolique d'un filtre de ligne élémentaire à deux étages, constitué par un filtre fin *1* et un filtre grossier *3*. Chaque fois que le colmatage du filtre fin *1* provoque une différence de pression excessive, le fluide hydraulique commence à circuler à travers une soupape de by-pass (de sûreté) *2*, dont la fonction est de prévenir la destruction de l'élément filtrant du filtre fin *1*.

En choisissant le type du filtre à employer, on cherche généralement à adapter sa finesse de filtration à la largeur des jeux ou à la section de passage des orifices à protéger. Or, dans la pratique, on est souvent obligé de monter, par exemple, un filtre normal à la place d'un filtre fin ; cela tient essentiellement à ce que les filtres fins ont une faible capacité de rétention pour un prix élevé. Au contraire, un filtre normal (le plus souvent à toile métallique) offre une capacité de rétention très élevée, car il ne souffre pratiquement pas du colmatage causé par des particules de petite taille. Il capte des particules assez grandes, par exemple des fragments de joints, des bavures de métal, des contaminants engendrés par l'usure et la détérioration des diverses surfaces en contact, ainsi que des produits de décomposition du fluide hydraulique et des fibres longues.

Le filtre se monte généralement en amont d'un système de pilotage, d'un organe de restriction à faible section de passage, d'un

couple de frottement, ainsi que dans les canalisations de retour pour protéger le fluide accumulé dans le réservoir contre la pollution par les produits d'usure des appareils.

La figure 180 donne le schéma d'une commande hydraulique à régulation de vitesse par distributeur étrangleur. On indique l'emplacement recommandé des filtres. Le filtre *9* protège la pompe *1*. Le filtre *2* est monté en amont de la soupape de sûreté *8*. Le filtre *7* collecte les contaminants générés dans le système de pilotage.

Tous les éléments filtrants se colmatent à un moment ou un autre. La construction de chaque filtre de ligne permet donc de changer ou de nettoyer l'élément filtrant. Dans certains cas on prévoit un dis·ositif spécial qui nettoie automatiquement la surface filtrante,

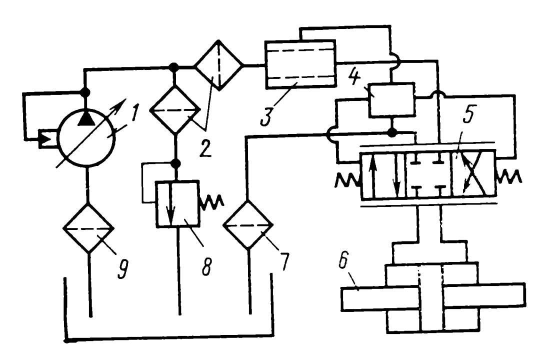


Fig. 180. Emplacement recommandé des filtres dans une commande hydraulique à distributeur étrangleur

accumule les impuretés dans une chambre spéciale et les évacue dans un collecteur approprié à travers un orifice spécial. Un tel système est actionné par un moteur hydraulique miniature mû par le courant de liquide à filtrer.

C'est le filtre autonettoyant qui offre le plus grand intérêt. Nettoyé par le courant de liquide lui-même, il se monte généralement sur la ligne d'alimentation du premier étage de l'amplificateur hydraulique (repère *3* sur la figure 180). C'est un élément cylindrique à mailles, traversé dans le sens axial par le courant de fluide hydraulique principal qui va alimenter le distributeur *5*; quant au fluide alimentant le distributeur *4*, il est épuré dans le filtre *2*. Au moment où le distributeur *5* consomme le plus grand débit, ce qui correspond à l'ouverture maximale de ses orifices de dosage, le canal cylindrique du filtre *3* est traversé par un courant de fluide à grande vitesse. Ce courant arrache les contaminants accumulés sur la surface intérieure de la toile du filtre *3* et les emporte vers la chambre de travail du vérin hydraulique *6*. Pendant la course rétrograde du piston, les contaminants pénètrent dans la canalisation de retour où ils sont captés par le filtre *7*.

En utilisant un filtre autonettoyant pour protéger le distributeur du premier étage d'amplification contre les particules solides, on

arrive à prolonger très sensiblement la durée de service du système de pilotage.

L'inconvénient majeur de tous les filtres (à l'exception du filtre autonettoyant) est la nécessité de changer ou de nettoyer périodiquement les éléments filtrants.

§ 3. Séparateurs

Ils débarrassent le fluide hydraulique des particules solides en les séparant par l'action d'une force magnétique, centrifuge ou électrostatique. On utilise très largement les séparateurs magnétiques constitués par un aimant permanent ou un électro-aimant dont l'entrefer est traversé par le courant de fluide hydraulique. Les particules ferromagnétiques sont attirées par les pôles, qui doivent être nettoyés périodiquement. Or, les séparateurs magnétiques cessent d'être efficaces dès que de fortes vibrations entrent en jeu.

Dans un séparateur centrifuge à rotor animé d'une rotation constante, les particules dont la densité est supérieure à celle du liquide viennent se déposer, sous l'action des forces centrifuges, sur la surface cylindrique interne du rotor. Celui-ci est entraîné en rotation soit par un moteur hydraulique ou une turbine hydraulique actionnés par le liquide à épurer, soit par un moteur électrique spécial qui procure une vitesse de rotation plus élevée qu'une turbine.

La finesse de filtration d'un séparateur centrifuge atteint 6 μm. Il est susceptible de retenir des particules dont la densité est deux ou trois fois supérieure à celle du fluide hydraulique. La perte de charge n'excède pas 0,05 MPa.

Les séparateurs centrifuges présentent certains inconvénients: taille limitée des particules retenues, consommation de puissance non négligeable, encombrement assez élevé, présence de surfaces frottantes, tendance à l'émulsification.

Les séparateurs électrostatiques s'avèrent plus efficaces que les séparateurs centrifuges lorsqu'il s'agit de capter des particules fines. Leur principe d'action consiste à utiliser la charge électrique des contaminants contenus dans le liquide diélectrique. Cette charge est due soit à l'effet de tribo-électricité, soit à des charges électriques spéciales. Quelles que soient leur provenance et leur densité, les contaminants chargés viennent se déposer sur les électrodes du séparateur électrostatique. Pour renforcer leur adhérence, on munit les électrodes d'un revêtement en plaques poreuses de céramique.

Les séparateurs sont souvent utilisés en combinaison avec les filtres, ce qui permet de compenser leurs défauts respectifs. C'est ainsi qu'un séparateur électrostatique peut être employé en combinaison avec un filtre poreux. Les filtres de tous types contiennent fréquemment un séparateur magnétique élémentaire, réalisé sous forme d'un aimant permanent.

En raison de leurs dimensions importantes, les séparateurs sont utilisés principalement sur des installations hydrauliques fixes.

BIBLIOGRAPHIE

1. АБРАМОВ Е. И., КОЛЕСНИЧЕНКО К. А., МАСЛОВ В. Т. Элементы гидропривода. Справочник. Киев, «Технiка», 1977 (ABRAMOV E. et al. Eléments de la commande hydraulique. Aide-mémoire).
2. АКСЕНОВ А. Ф. Авиационные топлива, смазочные материалы и специальные жидкости. М., «Транспорт», 1970 (AXIONOV A. Combustibles, ingrédients et liquides spéciaux utilisés en aviation).
3. БАШТА Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М., «Машиностроение», 1972 (BACHTA T. Commande hydraulique et automatismes hydropneumatiques).
4. БАНШТЫК А. М. Электрогидравлические сервомеханизмы с широтно-импульсным управлением. М., «Машиностроение», 1972 (BANCHTYK A. Servomécanismes électrohydrauliques à pilotage par largeur d'impulsion).
5. БЕКИРОВ Я. А. Технология производства следящего гидропривода. М., «Машиностроение», 1977 (BÉKIROV Ia. Technologie de fabrication de la commande asservie).
6. БЕЛЕНКОВ Ю. А., НЕЙМАН В. Г., СЕЛИВАНОВ М. П., ТОЧИЛИН Ю. В. Надежность объемных гидроприводов и их элементов. М., «Машиностроение», 1977 (BÉLENKOV Y. et al. Fiabilité des commandes hydrauliques volumétriques et de leurs composants).
7. БЕЛЯНИН П. Н., ЧЕРНЕНКО Ж. С. Авиационные фильтры и очистители гидравлических систем. М., «Машиностроение», 1964 (BÉLIANINE P. et al. Filtres et appareils de nettoyage des circuits hydrauliques d'aviation).
8. БОЧАРОВ В. П. Об отклонении струи с помощью дефлектора. — В кн.: Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. М., «Машиностроение», 1978, вып. 5, с. 241-249 (BOTCHAROV V. Sur la déviation du jet fluide à l'aide d'un déflecteur).
9. ГАМЫНИН Н. С. Гидравлический привод систем управления. М., «Машиностроение», 1972. (GAMYNINE N. Commande hydraulique des systèmes de pilotage).
10. ГОМЕЛЬСКИЙ Ю. С. Электрические элементы электрогидравлических устройств автоматики. М., «Энергия», 1968 (GOMELSKI Y. Composants électriques des automatismes électrohydrauliques).
11. Fluid power control. Ed. by John F. Blackburn. New York-London, the Technology press of M. I. T. and Wiley, 1960.
12. Гидропривод и гидроавтоматика в машиностроении. М., «Машиностроение», 1966 (Commande hydraulique et automatismes hydrauliques en construction mécanique).
13. GUILLON M. Etude et détermination des systèmes hydrauliques. P., Dunod. 1961.
14. ИЛЬИН М. Г., БЕКИРОВ Я. А. Технология изготовления прецизионных деталей гидропривода. М., «Машиностроение», 1971 (ILYINE M.,

BÉKIROV Ia. Technologie de fabrication des éléments de précision de la commande hydraulique).
15. КЛИМАШИН А. Л., ВЕСЕЛОВ В. М., КЛЕЙМАН Г. М., КЛЕБАНОВ А. Б. Энергетические характеристики гидропривода навесных орудий. Тракторы и сельхозмашины, 1978. № 3, с. 24-25 (KLIMACHINE A. et al. Caractéristiques énergétiques de la commande hydraulique des outils portés).
16. КОСТИН С. В., ПЕТРОВ Б. И., ГАМЫНИН Н. С. Рулевые приводы М., «Машиностроение», 1973 (KOSTINE S. et al. Les servocommandes de pilotage).
17. КРАССОВ И. М. Гидравлические элементы в системах управления. М., «Машиностроение», 1967 (KRASSOV I. Eléments hydrauliques des systèmes de commande).
18. КРАМСКОЙ Э. И. Гидравлические следящие приводы со струйными усилителями. М., «Машиностроение», 1972 (KRAMSKOI E. Asservissements hydrauliques avec amplificateurs à jet dynamique).
19. КУЛАГИН А. В., ДЕМИДОВ Ю. С., ПРОКОФЬЕВ В. Н., КОНДАКОВ Л. А. Под ред. Прокофьева В. Н. Основы теории и конструирования объемных гидропередач. М., «Высшая школа», 1967 (KOULAGUINE A. et al. Sous la dir. de Prokofiev V. Eléments de théorie et de détermination des transmissions hydrauliques volumétriques).
20. ЛЕЩЕНКО В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., «Машиностроение», 1975 (LECHTCHENKO V. Commandes hydrauliques asservies des machines-outils à programme).
21. ЛИТВИН-СЕДОЙ М. З. Гидравлический привод в системах автоматики. М., «Машгиз», 1956 (LITVINE-SÉDOI M. La commande hydraulique dans les automatismes).
22. ЛОБАНОВ Б. С., БОЧАРОВ В. П. Турбулентный дроссель с линейной характеристикой для устройств струйной техники. В кн.: Материалы к XIII Всесоюзному совещанию по гидравлической автоматике. Калуга, 1974, с. 168-171 (LOBANOV B., BOTCHAROV V. Organe de restriction à turbulence à caractéristique linéaire pour éléments à jet dynamique).
23. ЛОЗОВСКИЙ В. Н. Надежность гидравлических агрегатов. М., «Машиностроение», 1974 (LOZOVSKI V. Fiabilité des appareils hydrauliques).
24. LEWIS ERNEST E., STERN HANSJOERG. Design of hydraulic control systems. New York, McGraw-Hill, 1962.
25. КОНДАКОВ Л. А., НИКИТИН Г. А., ПРОКОФЬЕВ В. Н. и др. Под ред. Прокофьева В. Н. Машиностроительный гидропривод. М., «Машиностроение», 1978 (KONDAKOV L. et al. Sous la dir. de Prokofiev V. La commande hydraulique en construction mécanique).
26. MOLLE R. Les composants hydrauliques et pneumatiques de l'automatique. P., Dunod, 1967.
27. РАЗДОЛИН М. В. Уплотнения авиационных гидравлических агрегатов. М., «Машиностроение», 1965 (RAZDOLINE M. Joints d'étanchéité des appareils hydrauliques d'aviation).
28. Некоторые вопросы расчета и конструирования авиационных гидравлических систем. Под ред. Рождественского С. Н. М., «Оборонгиз», 1962 (Problèmes de calcul et d'étude des circuits hydrauliques en aéronautique. Sous la dir. de Rojdestvenski S.)
29. НЕКРАСОВ Б. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. М., «Машиностроение», 1967 (NEKRASSOV B. L'hydraulique et ses applications en aéronautique).
30. ПЕРЕСАДЬКО Ю. В. Графический метод построения статических характеристик синхронного гидропривода с обратной связью по положению исполнительных механизмов. В кн.: Гидропривод и гидроавтоматика. Киев, «Технiка», 1971. Вып. 7, с. 23-28 (PÉRÉSAD'KO Y. Méthode graphique de construction des caractéristiques statiques d une commande hydraulique synchrone avec asservissement en position des récepteurs).
31. ПОПОВ Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М., «Машиностроение», 1976 (POPOV D. Comportement dynamique et régulation des systèmes hydrauliques et pneumatiques).

32. ПРОКОФЬЕВ В. Н., ДАНИЛОВ Ю. А., КОНДАКОВ Л. А. и др. Под ред Прокофьева В. Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., «Машиностроение», 1969 (PROKOFIEV V., DANILOV Y. et al. Sous la dir. de Prokofiev V. Commande hydraulique avec pompe réglable à pistons axiaux).
33. Следящие приводы. Кн. 2. Под ред. Чемоданова Б. К. М., «Энергия», 1976 (Asservissements. Livre 2. Sous la dir. de Tchémodanov B.)
34. СОСОНКИН В. Л. Дискретная гидроавтоматика. М., «Машиностроение», 1972 (SOSSONKINE V. Automatismes hydrauliques discrets).
35. Струйная пневмогидроавтоматика. Пер. с англ. под ред. Чернышова В. И., М., «Мир», 1966 (Automatismes pneumatiques et hydrauliques à jet dynamique. Recueil de traductions d'auteurs américains paru aux Editions de Moscou).
36. ТЕМНЫЙ В. П. Основы гидроавтоматики. М., «Наука», 1972 (TEMNY V. Fondements de l'automatique hydraulique).
37. Техническая кибернетика. Устройство и элементы автоматического регулирования и управления. Кн. 2. Усилительные устройства, корректирующие элементы и устройства. Под ред. Солодовникова В. В., М., «Машиностроение», 1975 (Cybernétique industrielle. Schémas et composants de régulation et commande automatique. Livre 2. Amplificateurs et réseaux correcteurs. Sous la dir. de Solodovnikov V.)
38. ХОХЛОВ В. А., ПРОКОФЬЕВ В. Н., БОРИСОВА Н. А. и др. Под ред. Хохлова В. А. Электрогидравлические следящие системы. М., «Машиностроение», 1971 (KHOKHLOV V., PROKOFIEV V. et al. Sous la dir. de Khokhlov V. Asservissements électrohydrauliques).
39. ЧУПРАКОВ Ю. И. Дросселирующие гидрораспределители следящих электрогидроприводов. М., МАДИ, 1976 (TCHOUPRAKOV Y. Distributeurs étrangleurs des asservissements électrohydrauliques).
40. ЧУПРАКОВ Ю. И. Основы гидро- и пневмоприводов. М., «Машиностроение», 1966 (TCHOUPRAKOV Y. Eléments de la commande hydraulique et pneumatique).
41. ЧУПРАКОВ Ю. И., ЩЕРБАКОВ В. Ф. Графический метод расчета статических характеристик гидроусилителя сопло — заслонка. В кн.: Автоматизация на транспорте и в дорожном строительстве. М., МАДИ, 1973. Вып. 53, с. 262-272 (TCHOUPRAKOV Y., CHTCHERBAKOV V. Méthode graphique de calcul des caractéristiques statiques d'un distributeur du type palette-tuyère).
42. ЧУПРАКОВ Ю. И. Электрогидравлические следящие приводы. М., МАДИ, 1977 (TCHOUPRAKOV Y. Asservissements électrohydrauliques).
43. ЧУПРАКОВ Ю. И. Электрогидравлические усилители. М., МАДИ, 1975 (TCHOUPRAKOV Y. Servovalves électrohydrauliques).

TABLE DES MATIÈRES